



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

ULB

# Form- und reibschlüssige Antriebe in Druckwerken und ihr Zusammenwirken

Spiegel, Nikolaus  
(1983)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00013557>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Book

Division: 16 Department of Mechanical Engineering  
16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/13557>

---

# **Form- und reibschlüssige Antriebe in Druckwerken und ihr Zusammenwirken**

Vom Fachbereich für Maschinenbau  
an der Technischen Hochschule Darmstadt  
zur Erlangung des Grades eines  
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

## **DISSERTATION**

vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Nikolaus Spiegel  
aus Würzburg

Berichterstatter:	Prof. Dipl.-Ing. K.R. Scheuter
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. H.W. Müller
Tag der Einreichung:	18.5.1983
Tag der mündlichen Prüfung:	7.11.1983

Darmstadt 1983

D 17



Hiermit erkläre ich an Eides statt, daß  
ich die vorliegende Arbeit - abgesehen  
von den ausdrücklich genannten Hilfen -  
selbständig verfaßt habe.

*Nikolaus Frießel*

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Hochschule Darmstadt in den Jahren 1978 - 1983.

Herrn Professor Dipl.-Ing. Karl R. Scheuter, dem Leiter dieses Institutes, danke ich ganz besonders für sein großes Interesse und die wertvollen Anregungen und Ideen, die wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein Dank gilt weiterhin den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Institutes, die mir alle beim Zustandekommen dieser Arbeit tatkräftig zur Seite standen.

Gedankt sei auch der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V. und der Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen (AIF) für die finanzielle Förderung dieser Untersuchung. Dank gebührt auch den Mitgliedsfirmen der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V. für ihre Unterstützung durch Sachspenden.

## I N H A L T

	Seite
0. Verzeichnis der wichtigsten Symbole und ihre Bedeutung	VI
1. Einleitung	1
1.1 Aufbau und Wirkungsweise von Offsetdruckwerken	1
1.2 Problematik des Antriebes in Offsetdruckwerken	4
1.3 Lösungsfindung	8
1.4 Literaturrecherche zum Antriebsverhalten von Offsetdruckwerken	9
2. Entwicklung und Aufbau des Versuchsstandes	13
2.1 Zu untersuchende Systeme	13
2.2 Einflußgrößen auf das Antriebsverhalten	13
2.3 Entwicklung und Auswahl der Meßverfahren	14
2.3.1 Momentenmessung	14
2.3.2 Kraftmessung	18
2.3.3 Messung der Abstände und Wege	28
2.3.4 Messung von Übersetzungen und Drehzahlen	33
2.3.5 Messung von Radial- und Differenzwinkelschwingungen	55
2.4 Verarbeitung, Speicherung und Ausgabe der Meßsignale	59
2.5 Versuchsstand	60
3. Abrollverhalten der Antriebsmechanismen im Zweizylindersystem	64
3.1 Allgemeine Gleichungen für die Übersetzung	64
3.2 Formschlüssiger Antrieb über Stirnräder	75
3.3 Reibschlüssiger Antrieb über die Schmitzringe	77
3.4 Reibschlüssiger Antrieb über Platte und Gummituch bzw. über Gummituch und Druckzylinder	92

	Seite
3.5 Reibschlüssiger Antrieb über zwei Gummitücher	108
3.6 Abrollverhalten von parallelgeschalteten Antriebsmechanismen	110
3.6.1 Abrollverhalten von Systemen mit Schmitzringen	110
3.6.2 Abrollverhalten von Systemen ohne Schmitzringe	128
4. Auswirkung der Spannkänäle auf das dynamische Verhalten von Offsetdruckwerken	132
5. Zusammenfassung	156
6. Literaturverzeichnis	159
Lebenslauf	163

0. Verzeichnis der wichtigsten Symbole und ihre Bedeutung

A	- Fläche
$\Delta a$	- Abstandsänderung
b	- Zylinderbreite
C	- Kapazität
c	- Steifigkeit
d	- Durchmesser
E	- Elastizitätsmodul
$E^*$	- komplexer Elastizitätsmodul
F	- Kraft
$F_v$	- Vorspannkraft
f	- Frequenz
G	- Schubmodul
I	- Widerstandsmoment
i	- Übersetzung
$\Delta i$	- Übersetzungsabweichung
M	- Torsionsmoment
n	- Drehzahl
p	- Druck
r	- Radius
$\Delta r$	- Radiendifferenz
S	- Schlupf
s	- Weg
T	- Periodendauer
t	- Zeit
U	- Umfang
u	- Unterschnitt
W	- potentielle Energie

- w - Durchbiegung
- x - Zustellung, Eindrückung
- Z - Zähnezahl
- $\epsilon$  - Verzerrung
- $\mu$  - Reibungskoeffizient
- $\nu$  - Querkontraktionszahl
- $\phi$  - Meßwert (Gl. 21)
- $\Sigma \phi$  - Meßwert (Gl. 50)
- $\Delta \phi$  - Meßwert (Gl. 51)
- $\Delta \Psi$  - Differenzwinkel

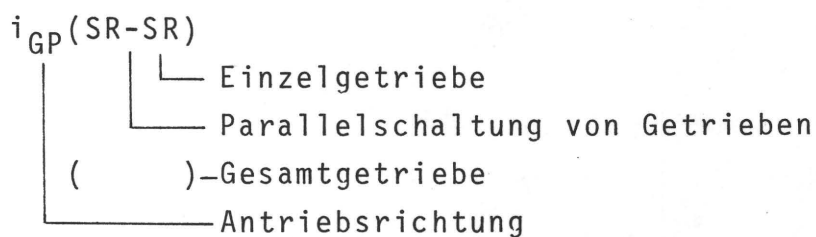
### Indices

- A - Aufzug
- AN - Antriebswelle
- B - Blind-
- BA - Zylinderballen + Aufzug
- BZLW - Ballen, Zapfen, Lager und Wand
- D - Druck-
- FO - oberes Farbwerk
- FU - unteres Farbwerk
- G - Gummizylinder
- GO - oberer Gummizylinder
- GU - unterer Gummizylinder
- ij - Antriebsrichtung von i nach j
- K - Käfig-
- L - Lager
- M - infolge eines Momentes
- MB - durch Blindmoment verursacht

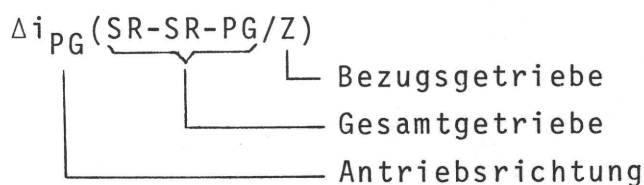
N	- Normal
P	- Plattenzylinder
PU	- unterer Plattenzylinder
PO	- oberer Plattenzylinder
Q	- Quantisierung
SP	- Spalt
SR	- Schmitzringe
t,T	- Tangential
V	- infolge eines viskoelastischen Momentes
W	- Wirk-
x	- infolge Eindrückung
Z	- Verzahnungs-
Zyl	- Zylinder-

#### Wichtige Kombinationen von Symbolen

Kennzeichnung der gemessenen gemeinsamen Übersetzungen am Beispiel der beiden parallelgeschalteten Reibradgetriebe "Schmitzringe (SR)" mit Antrieb vom Gummizylinder zum Plattenzylinder.



Kennzeichnung der antriebsrichtungsabhängigen Übersetzungsabweichung von der Verzahnung (Z) am Beispiel der Übersetzungsabweichung des Gesamtgetriebes, bestehend aus drei parallelgeschalteten Reibradgetrieben "Schmitzringe (SR), Platte-Gummi (PG)" mit Antrieb vom Plattenzylinder zum Gummizylinder



## 1. Einleitung

Seit Offset-Rotationsdruckmaschinen gebaut werden, ist ihre Empfindlichkeit auf Störungen im Antrieb bekannt. Diese Störungen sind nicht vorwiegend wegen ihrer mechanischen Auswirkung ein Problem, sondern deshalb, weil sie als örtliche Farbabweichungen im Druckbild für jedermann sichtbar werden können. Durch Verbesserungen in der Fertigung hat man die schwerwiegendsten Störungen, z. B. durch Verzahnungsfehler, welche zu streifenförmigen Farbabweichungen, den berüchtigten "Zahnstreifen" führten, zu beherrschen gelernt. Die starke Verbreitung des in-line-Mehrfarbendruckes in hintereinander geschalteten Druckeinheiten hat jedoch dem Problem eine neue Dimension gegeben und zwar deshalb, weil jede als Folge einer Störung auftretende Druckbildverschiebung von mehr als 0,05 mm innerhalb eines Druckwerkes bzw. von Druckwerk zu Druckwerk als Farbabweichung und Bildunschärfe ins Auge springt. Die dafür verantwortlichen Winkelabweichungen der am Druck beteiligten rotierenden Zylinder betragen weniger als zwei Winkelsekunden. Vorgänge, welche sich in dieser Größenordnung abspielen, liegen außerhalb jenes Bereiches, der durch Erfahrung des Fachmannes allein erfaßt werden kann. Es war deshalb notwendig, die form- und reibschlüssigen Antriebe in Druckwerken und ihr Zusammenwirken mit der von der Größenordnung der Störungen vorgegebenen Genauigkeit zu untersuchen.

### 1.1 Aufbau und Wirkungsweise von Offsetdruckwerken

Das System Offsetdruckwerk hat die Aufgabe, die im Druckbildspeicher, d.h. der Druckform, enthaltene Bildinformation auf den Bedruckstoff zu übertragen. Es besteht in der einfachsten Ausführung aus drei Zylindern, die über eine Stirnradverzahnung angetrieben werden. Die Zylinder werden als Plattenzylinder, Gummizylinder und Druckzylinder bezeichnet (Abb. 1).

Auf dem Plattenzylinder ist die Druckform aufgespannt. Die Zylinderoberfläche ist von einem Kanal unterbrochen, in dem sich die dazu notwendige Spannvorrichtung befindet. Die Druck-



form wird durch ein dem Plattenzylinder zugeordnetes Feuchtwerk gefeuchtet und anschließend durch ein Walzenfarbwerk über Farbauftragswalzen an den druckenden Stellen eingefärbt.

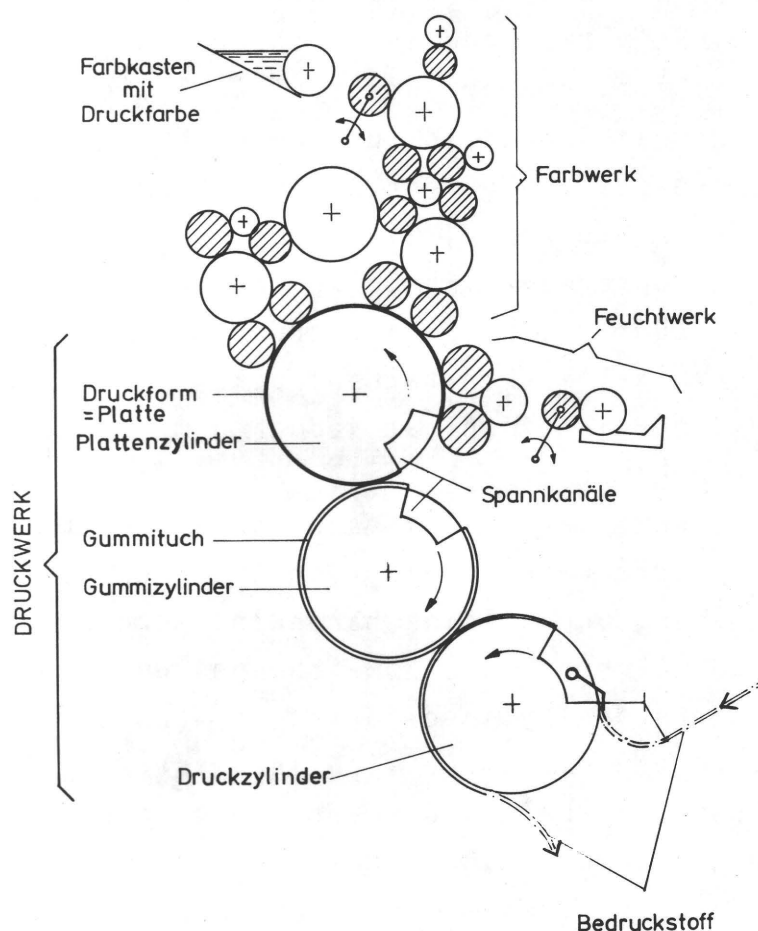


Abb. 1 Offsetdruckwerk am Beispiel einer Einfarben-Bogen-druckeinheit

Der Gummizylinder dient zur Übertragung des auf der Druckform vorhandenen, eingefärbten Druckbildes auf den Bedruckstoff. Er ist zu diesem Zweck mit einem Gummituch von ca. 2 mm Stärke bespannt, das aus mehreren Schichten (z.B. Gummi, Gewebe und Schaumstoff) aufgebaut ist. Auch der Gummizylinder weist zur Aufnahme der Spannvorrichtung einen Kanal auf.

Das vom Plattenzylinder durch Farbspaltung auf den Gummizylinder übertragene Druckbild wird auf den zwischen Gummizylinder und Druckzylinder durchlaufenden Bedruckstoff übertragen. Der Druckzylinder besitzt in der Regel keinen Aufzug. Bei

Bogenoffsetmaschinen ist die Druckzylinderoberfläche ebenfalls unterbrochen, um die zum Transport des Bedruckstoffes notwendigen Greifer aufzunehmen.

Zur Übertragung der Farbe ist in den Berührungszonen der Zylinder eine ausreichende Druckspannung erforderlich. Diese wird dadurch erzeugt, daß das elastische Gummituch in jeder Berührungszone je nach Steifigkeit und Gummituchart um 0,05 bis 0,20 mm eingedrückt wird. Diese Eindrückung muß auch Dicken-schwankungen der Platte, des Gummituches, des Bedruckstoffes und fertigungstechnisch bedingte Ungenauigkeiten kompensieren.

Für Offsetdruckwerke gibt es bezüglich der Erzeugung der Druckspannung zwei zu unterscheidende Konstruktionsprinzipie.

Die erste Bauart verfügt zur Druckeinstellung über einstellbare Achsabstände zwischen Platten- und Gummizylinder und zwischen Gummi- und Druckzylinder. Bei allen Zylindern sind an beiden Enden der Ballen Meßringe angebracht, um die gewünschten Achsabstände einstellen zu können. Die Meßringe berühren sich nicht. Diese erste Bauart wird vorwiegend in Europa wegen ihrer hohen Flexibilität bezüglich der Bedruckstoffdicke bei klein- und mittelformatigen Bogenmaschinen mit nicht zu hohen Laufgeschwindigkeiten angewendet.

In der zweiten Bauart verfügen alle Zylinder anstelle der Meßringe über Laufringe mit Teilkreisdurchmesser. Diese, in der Praxis als Schmitzringe bezeichnet, laufen in der Regel vorgespannt aufeinander. Der Achsabstand zwischen Platten- und Gummizylinder ist im Rahmen der elastischen Schmitzringverformung immer fest. Der Achsabstand zwischen Gummi- und Druckzylinder kann jedoch bei Bogenmaschinen zur Berücksichtigung großer Bedruckstoffdicken vergrößert werden. Die Schmitzringe des Druckzylinders dienen dann als Meßringe. Im Fall aufeinanderlaufender Schmitzringe wird die gewünschte Druckspannung durch Variation der Aufzugsstärke, d.h. durch Unterlegen von Platte, bzw. Gummituch, eingestellt. Die Bauart mit festem Achsabstand wird bei großformatigen Druckmaschinen und schnelllaufenden Rollenoffsetmaschinen bevorzugt.

Beim gleichzeitigen Druck auf die Vorder- und Rückseite des Bedruckstoffes laufen die beiden Gummizylinder direkt aneinander (Abb. 2). Der Bedruckstoff läuft zwischen den Gummizylindern hindurch, wobei der eine Gummizylinder jeweils den Druckzylinder für den anderen Gummizylinder bildet. Alle vier Zylinder laufen dann vorgespannt auf Schmitzringen.

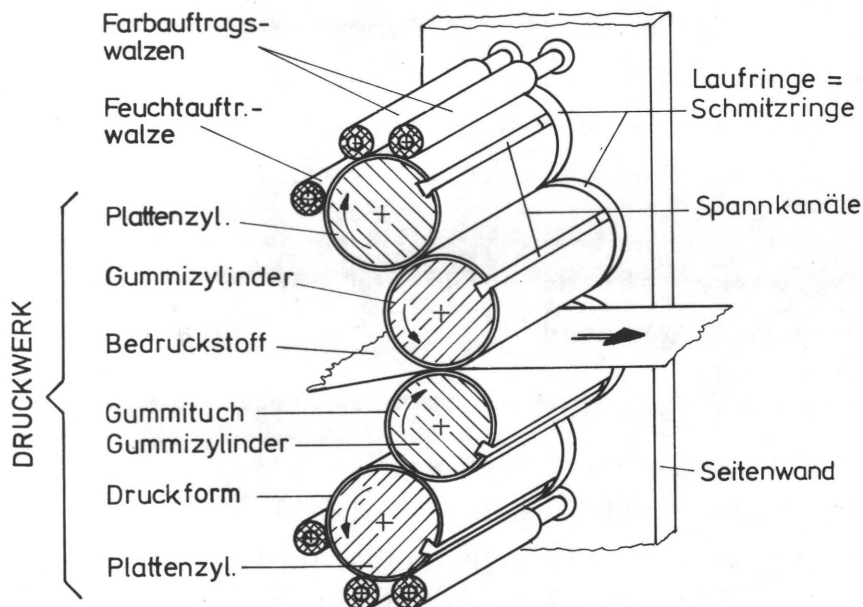


Abb. 2 Offsetdruckwerk am Beispiel einer Schön- und Widerdruckeinheit

### 1.2 Problematik des Antriebes in Offsetdruckwerken

Unabhängig vom angewendeten Konstruktionsprinzip arbeitet das Offsetdruckwerk indirekt. Die Druckform überträgt die Farbe, d.h. das Druckbild, nicht direkt auf den Bedruckstoff, sondern indirekt über den Zwischenträger Gummizylinder. Da der Gummizylinder die auf seiner Oberfläche vorhandene Farbe nicht vollkommen auf den Bedruckstoff überträgt, gelangt nach dem Druck die übrig gebliebene Farbe, d.h. das Druckbild, wieder in die Berührungszone zwischen Platten- und Gummizylinder. Hauptforderung an den Antrieb der Zylinder ist es, daß das Druckbild des Plattenzylinders, das durch die Druckform in seiner Lage vorgegeben ist, mit dem Druckbild des Gummizylinders nach

jeder Farbübertragung auf den Bedruckstoff wieder exakt zur Deckung gebracht wird. Die dazu notwendige winkelgetreue Abrollung ist die Grundvoraussetzung des Offsetverfahrens. Verschiebungen würden beim nächsten Druck eine Übertragung der neuen, verschobenen Farbschicht und gleichzeitig der abgeschwächten Farbschicht aus der vorangegangenen Übertragung verursachen. Insbesondere beim Mehrfarbendruck würde diese Dublieren genannte Erscheinung den Gesamteindruck merklich verändern, und zwar auch dann, wenn die Verschiebungen am Einzelpunkt kaum erkennbar sind.

Die Forderung nach winkelgetreuer Abrollung kann nur durch einen formschlüssigen Antrieb erreicht werden. Hierzu werden in Offsetdruckwerken meist schrägverzahnte Stirnräder eingesetzt. Die Qualität der Zahnräder muß so gewählt werden, daß sie den drucktechnisch benötigten Gleichlauf der Zylinder garantieren.

Als Folge der notwendigen Druckspannung in der Berührungszone entsteht ein reibschlüssiger Antrieb zwischen den Zylindern, der parallel zum formschlüssigen Antrieb der Zahnräder wirkt. Hierdurch wird der Antrieb der Zylinder in schmitzringlosen Maschinen einfach überbestimmt. Besitzen die Zylinder Schmitzringe, die vorgespannt aufeinander laufen, so kommen zwei weitere, andersartige Reibradgetriebe dazu. Der Antrieb der Zylinder wird dadurch dreifach überbestimmt (Abb. 3).

Der Plattenzylinder wird weiter von den Farbauftragswalzen und den Feuchtwalzen berührt, die ihrerseits durch über Verzahnung angetriebene Reibzylinder angetrieben werden. Dadurch entsteht auch zwischen dem Plattenzylinder und den Farbauftragswalzen ein weiteres, wieder anders geartetes Reibradgetriebe.

Ein derart überbestimmtes Antriebssystem kann nur dann funktionieren, wenn an den Reibstellen als Ausgleichsmechanismus Schlupf auftreten kann. Da insbesondere im Druckwerk jedes Durchrutschen zum Verschmieren des Druckbildes führen würde, ist nur Dehnschlupf zulässig, d.h., daß in den Reibstellen immer eine Haftzone vorhanden sein muß. Jedoch darf auch dann

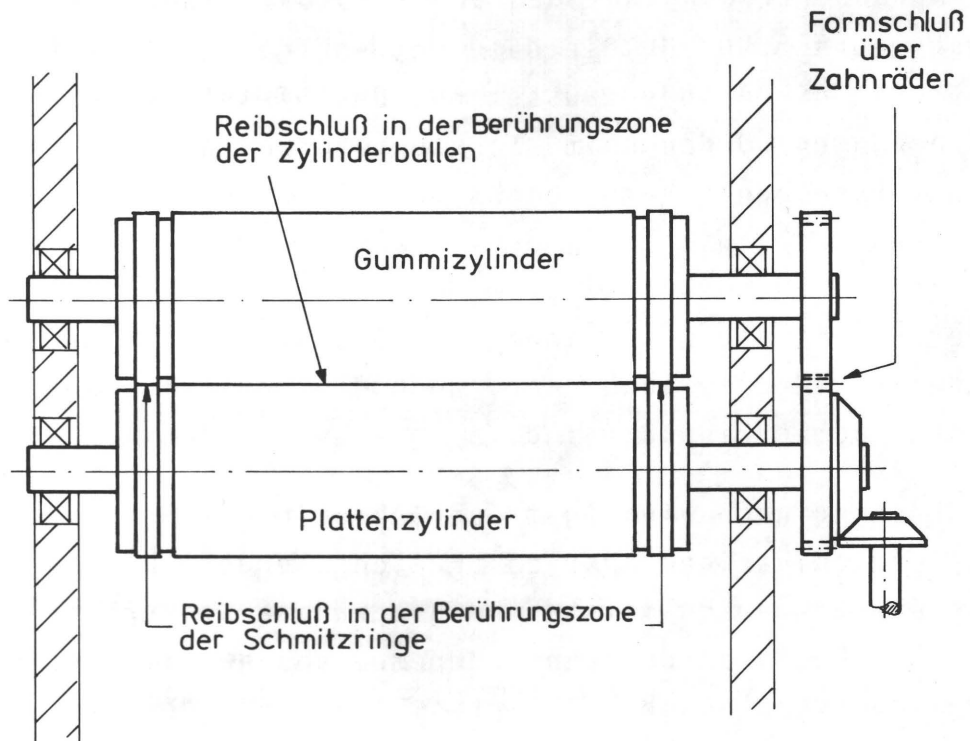


Abb. 3 Antriebsmechanismen der Offsetzylinder

der Dehnschlupf nicht beliebig werden, weil durch die mit ihm verbundenen tangentialen Dehnungen, z.B. des Gummituches, eine unzulässige Druckbildverzerrung, aber auch zum Dublieren führende Zahnflankenwechsel auftreten können. Die Wahl der Reibraddurchmesser muß diese Forderung berücksichtigen.

Der Ausgleichsvorgang muß durch zusätzliche Wirk- und Blindmomente erzwungen werden. Dies führt zu umlaufenden Leistungen zwischen den einzelnen Antriebsmechanismen des Zylindersystemes. Die Größe dieser Momente und der umlaufenden Leistungen ist für Offsetdruckwerke ebenso unbekannt, wie die genauen Bedingungen, unter denen sie auftreten. Weiter ist weitgehend unbekannt, welche Auswirkungen die Blindmomente auf den für den hochgenauen Gleichlauf maßgebenden formschlüssigen Antrieb mit seinem Zahnspiel haben.

Ein ganz besonderer Sachverhalt liegt nun darin, daß der Maschinenhersteller wesentliche, für das Antriebsverhalten mitbestimmende Parameter nicht fest einbauen kann. Für die Wahl

der Aufzugsstärke und damit der Druckspannung und für die Wahl der Druckanstellung bei Maschinen mit verstellbarem Achsabstand kann der Maschinenhersteller nur Empfehlungen aussprechen. Diese Parameter werden vom Drucker aufgrund seiner Erfahrung so gewählt, daß das Druckergebnis seinen Vorstellungen entspricht.

Hierbei spielt vor allem die Wahl der Druckspannung zwischen den Zylindern eine wichtige Rolle. Die Gummizylinderoberfläche wird zwar nur ca. 0,05 bis 0,2 mm eingedrückt; wegen der geringen Dicke des Gummituches führt dies jedoch zu hohen Kräften und oft auch zu hohen Blindmomenten. Da sowohl der Platten- als auch der Gummizylinder einen Spannkanal besitzt, bricht die Druckkraft beim jeweiligen Kanaldurchgang zusammen. Diese plötzliche Entlastung stellt eine breitbandige Anregung des Schwingungssystemes Druckwerk dar. Neben Biegeschwingungen der Zylinder werden auch Torsionsschwingungen angeregt, da im Augenblick des Kanaldurchganges auch eine Entlastung in tangentialer Richtung erfolgt. Noch vorhandene Blindmomente werden sprunghaft abgebaut.

Da die periodisch auftretenden Be- und Entlastungen das schwingungsfähige System immer wieder anregen, spielt im Hinblick auf die gewünschte Druckqualität das Schwingungsverhalten eine wesentliche Rolle. Zur Verminderung der Schwingungsanregung dienen bei schnellaufenden Maschinen die Schmitzringe, deren Vorspannung ausreichend hoch gewählt werden muß, um ein Abheben beim Kanaldurchgang sicher zu verhindern. Abheben führt in sehr kurzer Zeit durch Verschleiß zur Bildung von Riffeln, welche sich im Druck durch Querstreifen bemerkbar machen. Durch die notwendigerweise hohe Vorspannung ist das Reibradgetriebe "Schmitzringe" in der Lage, große Blindmomente zu übertragen. Als Folge von Fertigungstoleranzen kann die Übersetzung der Reibradgetriebe "Schmitzringe" von Schmitzringpaar zu Schmitzringpaar zudem so variieren, daß die Übersetzung einmal ins Schnelle und einmal ins Langsame geht. Hiervon ist die Richtung des Blindmomentes abhängig.



Die Problematik des Offsetdruckmaschinenantriebes kann kurz so zusammengefaßt werden.

Offsetdruckwerke besitzen einen mehrfach überbestimmten Antrieb. Ein eindeutig bestimmter Antrieb ist wegen der z.Z. nicht vermeidbaren Kanäle und des indirekten Druckens nicht möglich. Die einzelnen Antriebsmechanismen sind in ihrem Verhalten sehr unterschiedlich. Ihr Verhalten sowie das Verhalten beim Zusammenwirken ist nicht ausreichend bekannt. Die Kanäle, die zur Aufnahme der Spannvorrichtungen für Platte und Gummituch notwendig sind, bilden Erregerstellen für das Schwingungssystem Offsetdruckwerk. Diese Erregerstellen wirken sich ebenfalls in nicht ausreichend bekanntem Maße auf das Antriebsverhalten aus.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, das Verständnis der einzelnen Mechanismen zu fördern und ihr Zusammenwirken zu untersuchen und zu beschreiben. Dem Konstrukteur sollen dadurch Hinweise zur Optimierung des Antriebsverhaltens gegeben werden. Dem Drucker soll andererseits klar gemacht werden, wie weit die von ihm vorgenommenen Einstellungen für die Antriebsverhältnisse mitbestimmend sind.

### 1.3 Lösungsfindung

Das Verhalten des überbestimmten Antriebes ist durch das Verhalten der einzelnen Antriebsmechanismen und deren Zusammenwirken gegeben. Für das Verhalten der einzelnen Antriebsmechanismen sind grundlegende Gesetzmäßigkeiten zu erwarten, die durch die beteiligten physikalischen Größen wie Momente, Kräfte, Abstände, Drehzahlen, Übersetzungen, Biege- und Torsionsschwingungen beschrieben werden können. Diese physikalischen Größen müssen unter dem Einfluß der Betriebsparameter nicht nur qualitativ, sondern auch quantitativ erfaßt werden, um anschließend das Verhalten der Einzelantriebe beim Zusammenwirken ebenfalls durch Gesetzmäßigkeiten erklären zu können.

Das Verhalten von reibschlüssigen Antriebsmechanismen ist der theoretischen Behandlung bis heute schwer zugänglich. Insbesondere kann die Verhaltensweise des Reibpartners Gummituch mit seinem mehrschichtigen, von Fertigungscharge zu Fertigungscharge und von Produkt zu Produkt sich ändernden Aufbau durch keinen allgemein gültigen theoretischen Ansatz so genau erfaßt werden, daß eine quantitative Aussage über das Antriebsverhalten möglich wird. Die Untersuchung der überbestimmten Antriebsverhältnisse in Offsetdruckwerken kann deshalb zur Zeit nur auf experimenteller Grundlage gelöst werden.

Ein Offsetdruckwerk kann als ein System von hintereinandergeschalteten Zweizylindersystemen aufgefaßt werden. Es liegt deshalb nahe, vorerst solche Zweizylindersysteme zu untersuchen, um dann daraus die Rückschlüsse auf das Verhalten von Mehrzylindersystemen zu ziehen.

Die Zweizylindersysteme sind ihrerseits dadurch gekennzeichnet, daß ihr Antrieb über einzelne, parallelgeschaltete Antriebsmechanismen erfolgt. Deshalb ist es notwendig, die Verhaltensweise dieser Antriebsmechanismen in Abhängigkeit von den jeweiligen beeinflussenden Parametern zu untersuchen.

Danach werden diese systematisch parallelgeschaltet und die Verhaltensweise dieser neuen, kombinierten Antriebsmechanismen untersucht. Damit werden die notwendigen Rückschlüsse auf das Verhalten von den unterschiedlichsten Offsetdruckwerken auf eine sichere Grundlage gestellt.

#### 1.4 Literaturrecherche zum Antriebsverhalten von Offsetdruckwerken

Die meisten der im Anhang angeführten Arbeiten befassen sich mit dem Problem des reinen Abrollens des Gummituches an einem Zylinder, d.h. mit der sogenannten Abwicklung, da dieses Problem offensichtlich ist. Hierbei werden mangels theoretisch und experimentell gesicherter Erkenntnisse die Sachverhalte und die auftretenden Schwierigkeiten meist nur be-



schrieben und bestenfalls vereinfachte Vorstellungen zur Lösung angeboten (/1/, /2/, /3/, /4/, /5/, /6/, /7/). Es werden oft Empfehlungen ausgesprochen hinsichtlich der günstigen Eindrücktiefen, der richtigen Art und Stärke der Aufzüge und der richtigen Gummituchkompressibilität.

In anderen Arbeiten wird erkannt, daß die beim freien Abrollen der Zylinder auftretenden Geschwindigkeitsunterschiede nicht auf die Radienänderung infolge Eindrückung des Gummituches, sondern auf die Verzerrung der elastischen Oberflächen in der Druckzone zurückzuführen sind. Die verzerrte Oberfläche des Gummituches im Haftgebiet der Berührungszone wirkt bezüglich der Abwicklung wie eine Umfangsverlängerung oder -verkürzung des elastischen Zylinders (/8/, /9/, /10/, /11/, /12/, /13/).

Die Oberflächenverzerrungen infolge der Druckspannung folgen physikalischen Gesetzmäßigkeiten, die durch konstruktive Maßnahmen nicht beeinflußt werden können. Basierend auf dieser Tatsache versuchen Arbeiten auf diesem Gebiet bei Kenntnis der zu erwartenden Dehnung die Arbeitsradien der Zylinder zu bestimmen. Diese Dehnungen oder auch Stauchungen sind nicht nur von der Geometrie und der wirkenden Druckspannung, sondern auch von den verwendeten Gummitüchern und Unterlagen abhängig, wie die Angaben in /14/, /10/, /15/, /16/, /17/ zeigen.

Versuche an druckwerkähnlichen Modellen wurden in /14/, /10/, /16/, /18/, /13/, /17/ beschrieben. Dabei benutzt Holzweissig /18/ ein Reibrad mit einem gummituchbespannten Andrucksegment, da es ihm hauptsächlich auf die Kräfte und Momente in Abhängigkeit vom Material Gummituch ankommt. Hansen /16/ benutzt zwei nicht drehbare Segmente, mit denen er die Viskoelastizität des aufgespannten Gummituches durch Messung des Druckkraftverformungsverhaltens bei unterschiedlichen Verformungsfrequenzen untersucht. Borchert /14/, Heyne /10/, Hansen /16/, Miller /17/ und Smith /20/ messen an einer Zweizylinder-Anordnung, in der eine von außen angetriebene Walze die andere Walze durch Reibung in der Berührungszone antreibt. Hierbei wird der beim freien Rollen entstehende Schlupf erfaßt.

Kornmann /13/ mißt die Dehnungsverläufe in der Berührungszone durch Auswertung fotografischer Aufnahmen eines verzerzten Meßgitters. Dazu wird eine transparente Glaswalze und eine Gummiwalze, auf der das Meßgitter aufgedruckt ist, benutzt.

Bei allen diesen Versuchsanordnungen sind keine überbestimmten Antriebe verwirklicht. Schmitzringe oder Spankanäle bleiben unberücksichtigt.

Messungen an einer Bogenmaschine wurden von Kettinger /9/ durchgeführt. Mit Hilfe von zu Meßelementen umgebauten Wälzlagern wurde der Radialkraftverlauf bzw. mit umgebauten Zahnradnaben der Tangentialkraftverlauf, d.h. der Momentenverlauf nur am Gummizylinder gemessen. Als veränderliche Größe wurden die Eindrückung und die Aufzugart gewählt.

Die Messung des Momentes am Gummizylinder liefert die Summe der Wirk- und Blindmomente. Mit einer einzigen Meßstelle kann keine Aussage über die sich von Betriebsfall zu Betriebsfall ändernden Wirk- und Blindmomentenanteile in einem Dreizylinder-System gemacht werden. Der Einfluß von Schmitzringen wurde nicht untersucht.

Die beiden einzigen Arbeiten, bei denen Zwangsmomente und umlaufende Leistungen in überbestimmten Systemen von Druckmaschinen untersucht wurden, stammen von Uhrig /19/ und Glück /12/. Uhrig /19/ untersuchte an einem Zweizylinder-Druckmaschinenmodell das Verhalten beim freien Abrollen des Plattenzylinders auf dem Gummizylinder und anschließend bei formschlüssigem Antrieb die Differenz der an beiden Zylinderzapfen auftretenden Torsionsmomente. Verändert werden die Gummituchart, das Radienverhältnis und die Eindrückung. Ziel der Untersuchung war es, das drucktechnisch richtige Radienverhältnis und die richtige Eindrückung für das jeweilige Gummituch zu finden. Das zur Aussage benutzte Differenzdrehmoment der beiden Zapfen beinhaltet nur den Blindmomentanteil, nicht aber den Wirkmomentanteil, da dieser durch die Subtraktion herausfällt. Eine Aussage über die vorhandene Zahnflankenbelastung wurde nicht gemacht. Der Einfluß der Schmitzringe wurde nicht untersucht.

Glück /12/ untersuchte eine Dreiwalzen-Anordnung, die einen modellhaften Ausschnitt aus dem Farbwerk darstellt. Der Antrieb der in der Mitte gelagerten Walze mit viskoelastischem Belag war mit zwei Reibstellen nur einfach überbestimmt. Im Gegensatz dazu ist im Offsetdruckwerk die Walze mit dem viskoelastischen Belag formschlüssig angetrieben. Zusätzliche Übertragungselemente wie Schmitzringe fehlen. Das Gummituch ist mit seinen Gewebeeinlagen anders aufgebaut als die Walzenbünde von Farbwerkswalzen. Dennoch wurden mit dieser Arbeit Grundlagen für die Erforschung der überbestimmten Antriebsverhältnisse von Offsetdruckwerken im experimentellen Vorgehen und in der Betrachtungsweise geschaffen.

Keine der angeführten Arbeiten beschäftigt sich mit dem Problem des mehrfach überbestimmten Antriebes eines Zylinderpaares. Die Schmitzringe und damit das vorgespannte Druckwerk mit seiner Auswirkung auf die Antriebsverhältnisse blieben unberücksichtigt. Der Einfluß des Spannkanales auf die Anregung des Schwingungssystems Offsetdruckwerk und auf die Kraftübertragung der Reibradgetriebe wurde in keiner Untersuchung behandelt.

Die Aufgabe der vorliegenden Arbeit besteht deshalb darin, diese offenen Fragen durch eine experimentelle Untersuchung zu klären.

## 2. Entwicklung und Aufbau des Versuchsstandes

### 2.1 Zu untersuchende Systeme

Nach den in der Einleitung angestellten Überlegungen sind zur Untersuchung mehrere Systeme erforderlich. Für die grundlegenden Untersuchungen wird ein Zweizylinder-System benötigt. An diesem Zylinderpaar müssen alle Antriebsmechanismen entsprechend ihrer üblichen konstruktiven Ausführung vorhanden sein. Diese Mechanismen sollen einzeln oder in beliebiger Kombination untersucht werden können. Weiter soll zu diesem Zylinderpaar ein Farbwerk zuschaltbar sein. Der Achsabstand der Zylinder bzw. die Vorspannung der Schmitzringe sollen stufenlos im praxisrelevanten Bereich einstellbar sein. Die Änderung der Betriebsbedingungen soll ohne große Umbauten vorgenommen werden können.

Nach diesen grundlegenden Untersuchungen muß zur Überprüfung der Ergebnisse eine Erweiterung auf ein Mehrzylinder-System möglich sein.

Die genannten Bedingungen werden von der für das Experiment benutzten Serien-Rollenoffsetdruckeinheit in Vierzylinder-Bauweise (blanket to blanket) erfüllt.

### 2.2 Einflußgrößen auf das Antriebsverhalten

Das Antriebsverhalten des Offsetdruckwerkes wird durch eine Reihe von physikalischen Größen bestimmt. Diese müssen meßtechnisch erfaßt werden. Hierzu zählen:

Momente, Kräfte, Abstände, Drehzahlen, Übersetzungen und Schwingungen.

Die physikalischen Größen wiederum werden durch äußere Parameter bestimmt, wie Gummituchart (weich-hart), Radiendifferenz, Gummitucheindrückung, Gummituchspannung, System mit oder ohne Schmitzringe, Schmitzringvorspannung, Zwischenmedium der Reibstelle (Öl bzw. Farbe und Wasser) und Bedruckstoff.

Die Aufgabe bestand nun vorerst darin, Meßmethoden für die physikalischen Größen zu finden, die an der vorgegebenen Versuchsmaschine eingesetzt werden konnten. Außerdem mußten die äußeren Parameter reproduzierbar vorgegeben werden können.

### 2.3 Entwicklung und Auswahl der Meßverfahren

Durch die Benutzung einer Seriendruckeinheit war es bis auf wenige Ausnahmen nicht möglich, käufliche Meßwertaufnehmer einzusetzen. Es mußte daher für jede Meßgröße und Meßstelle überlegt werden, wie die Meßaufgabe gelöst werden könnte, ohne zu stark in die Steifigkeit des Systemes Druckwerk einzugreifen. Einige physikalische Größen konnten deshalb nur indirekt bestimmt werden.

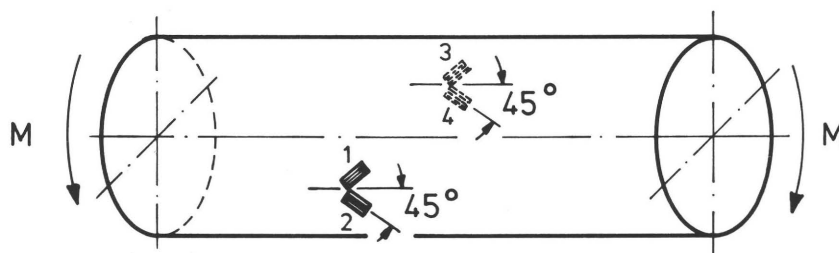
Da zu Beginn der Messungen noch keine genaue Aussage gemacht werden konnte, welche Meßwerte für das Antriebsverhalten besonders relevant seien, wurde eine Reihe von Meßwertaufnehmern vorsorglich eingebaut. Da der für die Bestückung mit Meßwertgebern notwendige Aus- und Wiedereinbau der Druckwerkzylinder ca. einen Monat benötigt hätte, war eine andere Vorgehensweise zeitlich nicht möglich.

Im folgenden werden die ausgewählten Meßverfahren und ihre Erprobung beschrieben.

#### 2.3.1 Momentenmessung

Die Torsionsmomente als kennzeichnende Größen für das Antriebsverhalten müßten eigentlich zwischen allen Stellen, welche eine Momentenänderung einbringen, gemessen werden, d.h. zwischen Zahnrad und Lager, zwischen Lager und antriebsseitigem Schmitzring, zwischen Schmitzring und Berührungszone am Zylinderballen, zwischen Ballen und bedienungsseitigem Schmitzring und wieder zwischen Schmitzring und Lager. Ebenso muß das Gesamtantriebsmoment an der Steigwelle des Druckwerkes erfaßt werden.

Die einzige Möglichkeit, die Torsionsmomente an den hier vorgegebenen Wellen und Zylindern zu messen, besteht in der Applikation von Dehnungsmeßstreifen (DMS). Um Biegespannungen und Zug-Druckspannungen zu kompensieren, müssen die zweimal zwei DMS unter  $45^\circ$  zur Zylinderachse in Richtung der Hauptspannungen appliziert und in einer Vollbrücke geschaltet werden. Neben der zu messenden Schubspannung infolge Torsion spielt bei kurzen und hohen Trägern wie den Zylinderzapfen die Schubspannung infolge Querkraft eine große Rolle. Um sie ebenfalls zu kompensieren, müssen die DMS in der in Abb. 4 dargestellten Anordnung appliziert und geschaltet werden.



$$\Delta U = U_0 \left( \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_4} \right)$$

R Widerstand des DMS  
U Brückenspeisespannung  
 $\Delta U$  Spannung am Brückenausgang  
 $\Delta U \sim M$

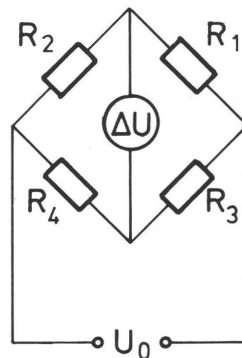


Abb. 4 DMS-Anordnung für Torsionsschubspannungsmessung

Die Schwierigkeit der Messung an einem Seriendruckwerk besteht in dessen Starrheit. Aus drucktechnischen Gründen dürfen nur äußerst geringe mechanische Verformungen auftreten; meßtechnisch werden aber größere Verformungen zum Nachweis benötigt. Schon in den Vorversuchen zeigte sich, daß alle

auftretenden Torsionsmomente und damit die verursachten Dehnungen sehr klein sind und in der Regel ca. 100 Nm nicht übersteigen. Die erreichbare Auflösungsgrenze von Dehnungsmeßstreifen liegt bei Dehnungen von  $\epsilon \geq 1 \mu\text{m/m}$ . Bei einem Zylinderballendurchmesser von 200 mm liegen die bei einem Torsionsmoment von 100 Nm auftretenden Dehnungen bei 0,4  $\mu\text{m/m}$  und damit unterhalb der Auflösungsgrenze. Die Torsionsmomente am Zylinderballen konnten daher nicht gemessen werden. Die an den antriebsseitigen Zylinderzapfen auftretenden Dehnungen liegen dagegen bei ca. 7,5  $\mu\text{m/m}$ , also ausreichend über der Auflösungsgrenze.

Die Signale der DMS werden über Schleifringe auf der Bedienseite der Druckeinheit vom drehenden Zylinder zum Meßverstärker geleitet. An der vertikalen Antriebswelle des Druckwerkes mußte jedoch auf eine berührungslose Übertragung des Meßsignales zurückgegriffen werden, da hier die Montage von Schleifringen aus konstruktiven Gründen nicht möglich ist. Das Signal von der Antriebswelle wird frequenzmoduliert und vom rotierenden Sender auf den stehenden Empfänger übertragen. Dort wird es demoduliert und verstärkt.

Bedingt durch die extrem niedrigen Meßsignale traten einige Störeffekte stark in den Vordergrund. Die Meßstellen an den Wellenzapfen zwischen Lager und Schmitzring sind im System mit Schmitzringen durch deren hohe Vorspannung starken Schubspannungen infolge Querkraft und starken Biegespannungen ausgesetzt. Durch die zur Kabelführung notwendigen Stichbohrungen zur ausgebohrten Wellenachse wurde die für die Kompensation (Biegespannung und Schubspannung infolge Querkraft) notwendige Symmetrie des Querschnittes so stark gestört, daß das Signal des Torsionsmomentes von einer Sinusschwingung pro Umdrehung überlagert wurde. Da die Amplitude dieser Störschwingung viel größer ist als jene des Torsionsmomentes, sind diese Meßstellen ebenfalls ungeeignet.

Die einzige als verläßlich gefundene Momenten-Meßstelle an den Zylindern befindet sich jeweils zwischen Zahnrad und Lager. Hier sind Biegemomente und Querkräfte gering. Die einzige auf-



tretende Störquelle war dadurch gegeben, daß die Verkabelung zwischen Meßbrücke und Schleifring durch den Spannkanal geführt werden mußte. Beim Durchlauf des Spannkanales durch die Berührungszone der Ballen wurde das Brückensignal auch ohne Berührung der beiden Zylinder stark verstimmt. Durch paarweise Verdrillung der Versorgungs- und der Meßleitungen wurde diese Störung beseitigt.

Eine ähnliche Störung an der Antriebswelle entstand durch Verstimmung der brückeninternen Verkabelung durch die in der Umgebung vorhandenen Metallteile. Diese Störung konnte erst durch eine komplette metallische Kapselung der Meßstelle aufgehoben werden.

Dank der Zuverlässigkeit der Momenten-Meßstellen war die Bestimmung des Antriebsverhaltens ohne schwerwiegende Einschränkungen gewährleistet.

Die Kalibrierung der Meßstelle an der Steigwelle erfolgte über die gesamte Meßkette, die aus dem Aufnehmer, dem Verstärker und der Meßwertverarbeitungsanlage bestand, durch Aufbringen eines Momentes. Dieses Moment wurde an der senkrechten Antriebswelle durch zwei Seile und über Umlenkrollen durch Gewichtskräfte querkraftfrei aufgebracht. Da an der Sendeanlage keine offen zugänglichen Verstellmöglichkeiten vorhanden sind und die Verkabelung nicht mehr geändert werden mußte, wurde diese Kalibrierung nur einmal durchgeführt und nach einem Jahr kontrolliert. Es gab erwartungsgemäß keine Abweichungen von der ersten Kalibrierung.

Anders sieht es bei den Meßstellen an den Zylinderzapfen zwischen Zahnrad und Lager aus. Deren Versorgungs- und Meßleitung läuft durch einen Spannkanal. Bei jedem Platten- bzw. Gummituchwechsel muß die Leitung abgelötet und wieder angelötet werden, d.h. die Brücke muß jedesmal neu kontrolliert und abgeglichen werden. Hier war eine schnelle und einfache Kontroll- und Kalibriermöglichkeit notwendig. Als zweckmäßig erwies sich ein in den Innensechskant der Platten- bzw. Gummituchspannschraube gesteckter Hebelarm, an dem im Abstand von genau 1 m



zur Zylinderachse Gewichtskräfte aufgebracht werden können. Die durch die einseitige Belastung entstehende geringe Querkraft wird von den Lagern aufgenommen und wirkt nicht auf die zu kalibrierende Torsionsmeßstelle, da diese so geringe Querkräfte voll kompensiert.

Durch die Kalibrierung ergab sich der für die Meßwertverarbeitungsanlage notwendige Faktor, mit dem der aufgenommene Spannungswert multipliziert werden mußte, um das Torsionsmoment in der Einheit Nm zu erhalten.

### 2.3.2 Kraftmessung

Neben der Momentenmessung ist zur Beurteilung der Antriebsmechanismen, insbesondere der Reibradgetriebe, die Kenntnis der Radialkräfte eine Voraussetzung. Zur genauen Erfassung der Kraft muß der Kraftfluß direkt durch das Meßsystem laufen. Es entsteht die gleiche Problematik wie bei der Momentenmessung, da Drucktechnik und Meßtechnik bezüglich der Steifigkeit entgegengesetzte Forderungen stellen. Die direkte, drehwinkelunabhängige Messung der Schmitzringkraft und der Druckkraft am Zylinderballen ist nicht durchführbar. Als Lösung bleibt nur die indirekte Messung über die Zylinderlagerkraft.

Die Zylinderlagerkraftmessung mit der erforderlichen Empfindlichkeit ist jedoch nur durch einen Eingriff in die Struktur des Seriendruckwerkes durchführbar. Der Einsatz von Kraftmeßlagern oder DMS auf den Seitenwänden liefert nur Komponenten der Gesamtkraft in eine bestimmte vorgegebene Richtung. Die Dehnungen der dicken Seitenwände sind außerdem zu gering. Bei den eingebauten vierreihigen Nadellagern ist der Kraftangriffspunkt nicht exakt definiert. Andere Lagertypen sind aus Platzgründen nicht einsetzbar. Piezoelektrische Geber können nachträglich in das vorhandene Seriendruckwerk nicht mehr eingebaut werden. Deshalb wurde ein neues Lagerkraftmeßsystem entwickelt. Es stand dafür ein ringförmiger Raum von 150 mm bzw. 170 mm Innendurchmesser und 10 mm Höhe und einer Breite von 80 mm zur Verfügung. Um die Lagerkraft nach Betrag und Richtung zu bestimmen, mußte die Gesamtkraft in Komponenten zerlegt

über das Meßsystem geleitet werden. Zur Messung der vier um jeweils  $90^\circ$  versetzten Kraftkomponenten wurde ein Ring mit vier kurzen Meßstegen (Abb. 5) gewählt, deren Biegedehnungen durch DMS erfaßt werden. Der Innendurchmesser des Ringes entspricht dem Außendurchmesser des Exzenter. Der Außendurchmesser des Meßringes ist 20 mm größer. Für die Meßstege werden außen jeweils um  $90^\circ$  versetzt Kreissegmente abgefräst. Parallel zu diesen Flächen wird die Innenseite des Meßsteges ebenfalls

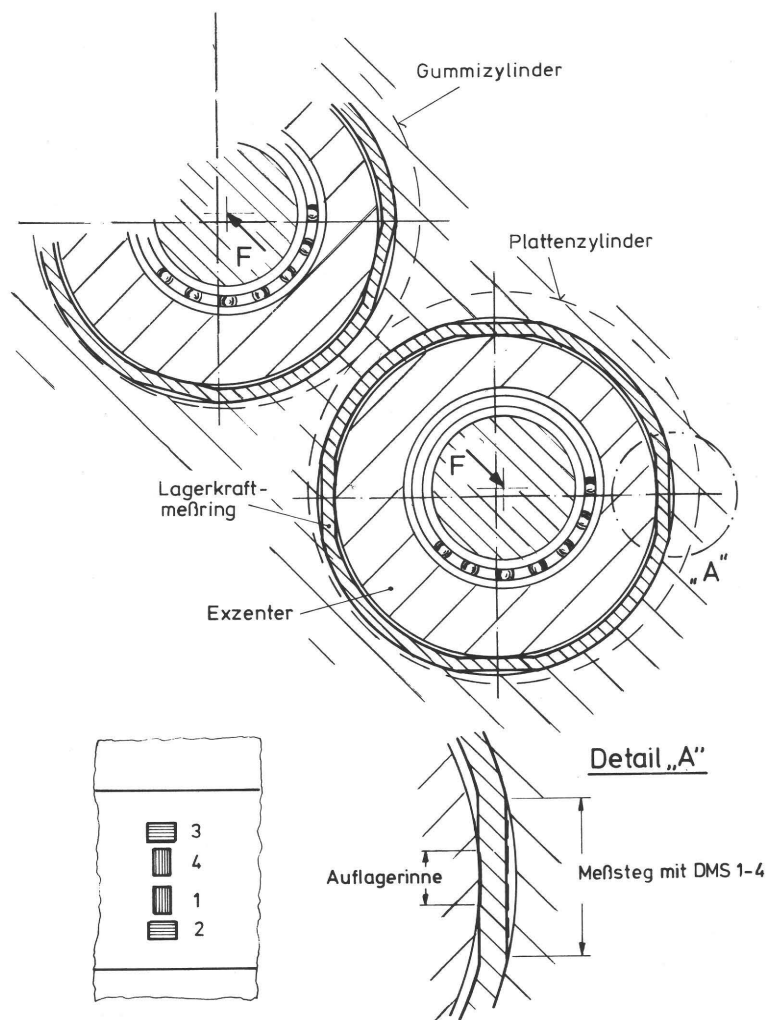


Abb. 5 Lagerkraftmeßsystem

abgefräst. Dabei wird die Wandstärke des Meßsteges so lange verringert, bis von der ursprünglichen Ausdehnung mit dem Exzenterdurchmesser nur noch eine ca. 13 mm breite Rinne übrig bleibt. Hierdurch wird erreicht, daß die Berührungszonenbreite zwischen Meßsteg und Exzenter bei unterschiedlichen Belastungen konstant bleibt. Ohne diese Rinne würde mit zu-

nehmender Belastung der Exzenter abgeplattet werden und die Krafteinleitung in den Meßsteg würde sich verändern, wodurch die Kennlinie des DMS-Signales über der Kraft nichtlinear würde.

Um auch bei höheren Belastungen in eine Richtung die in der entgegengesetzten Richtung liegenden Meßstege nicht zu entlasten, muß der Innendurchmesser des Ringes so zum Außendurchmesser des Exzenter toleriert sein, daß beim Einbau der Exzenter die Meßstege vorgespannt werden. Hierdurch wird gleichfalls erreicht, daß geringe Unebenheiten in der Oberfläche und damit unterschiedliches Tragen in der Berührungszone von Meßsteg und Exzenter ausgeglichen werden. Die Kennlinie im Arbeitsbereich der Meßstege wird durch die Berührungsgeometrie rund-rund (konvex-konkav) und durch die Vorspannung linear.

Zur Dehnungsmessung wurde auf der Außenseite in der Mitte der Meßstege je eine DMS-Vollbrücke appliziert (Abb. 5). In Vorversuchen hatte sich gezeigt, daß dies die günstigste Anordnung darstellt, da sie die Nullpunktstabilität gewährleistet.

Um zu kontrollieren, ob die Zylinderdurchbiegung über die 80 mm breiten vierreihigen Lager eine Beeinflussung auf die

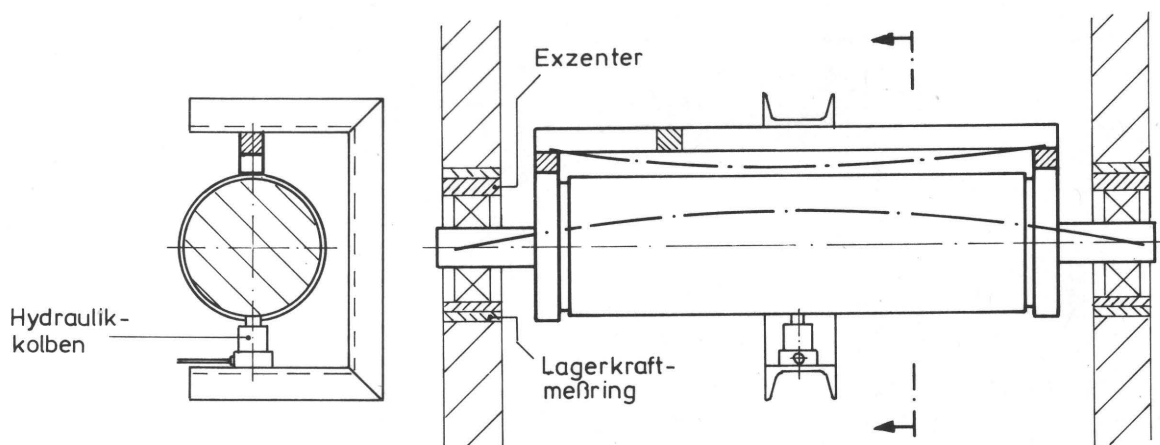


Abb. 6 Biegeeinflußtest

Messung der Lagerkraft bringt, wurde entsprechend (Abb. 6) eine Zylinderdurchbiegung ohne Lagerbelastung erzeugt. Der Versuch zeigte, daß auch bei einer Belastung von 30 kN keinerlei Störung in der Lagerkraftmessung durch Durchbiegung der Zy-

linder auftritt. Am so verspannten Zylinder konnten kleinste von Hand aufgebrachte Kräfte jedoch problemlos gemessen werden. Die Kalibrierung der Meßstege wurde vor dem Einbau der Zylinder durchgeführt. Auf den jeweiligen Meßsteg wurde eine definierte Belastung durch einen Hydraulikkolben über eine Kraftmeßdose und ein den Exzenter ersetzendes Kreissegment aufgebracht (Abb. 7).

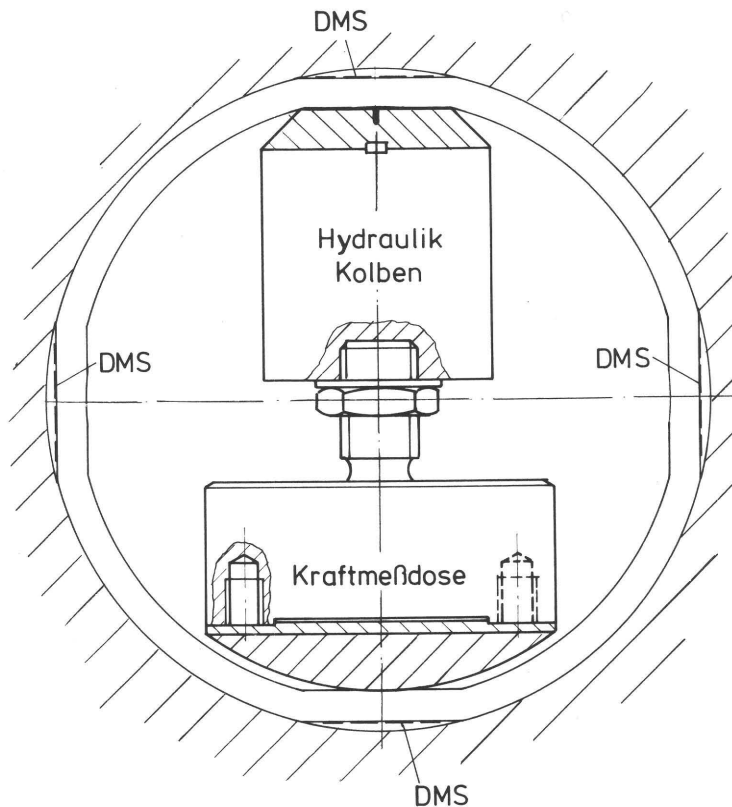


Abb. 7 Direkte Kalibrierung der Meßstege

Das Signal des Meßsteges wurde in Abhängigkeit vom Signal der Kraftmeßdose aufgezeichnet. Dabei zeigte sich ab 3,5 kN die erwartete Linearität (Abb. 8). Weil nach der Montage die einzelnen Meßstege mit ca. 15 kN vorgespannt sind, wird stets im linearen Bereich gemessen.

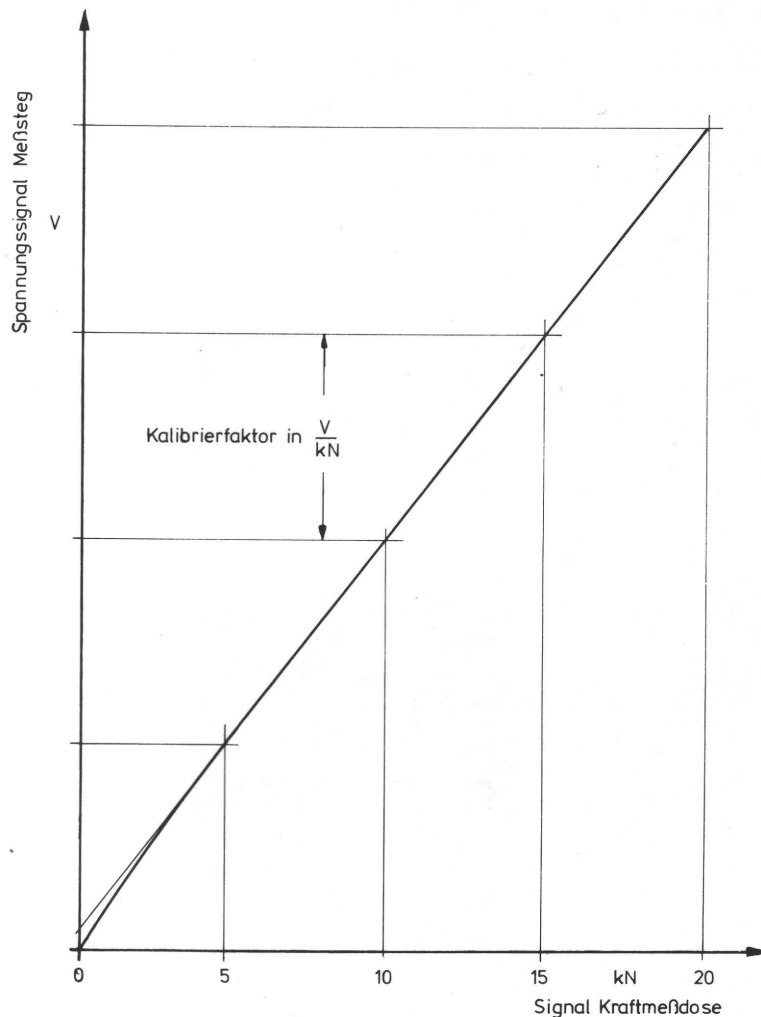


Abb. 8 Meßstegkennlinie

Da das Lagerkraftmeßsystem einen Eingriff in die Steifigkeit des Druckwerkes darstellt, wurde eine Abschätzung der Steifigkeit der Meßbringe vorgenommen. Hierzu betrachtet man den Meßsteg als Biegebalken. Über die Durchbiegung in der Mitte des Meßsteges erhält man mit der zugehörigen Belastung die Federsteifigkeit. In Abb. 9 sind die Durchbiegungen für die verschiedenen Belastungsfälle und Lagerungen dargestellt. Da die Meßstege bei angestelltem Druck alle unter  $45^\circ$  zur Kraftangriffsrichtung liegen, wirkt auf den einzelnen Meßsteg eine Belastung von  $F = \frac{\sqrt{2}}{4} F_{\text{ges}}$ .

Die Belastung des Meßsteges erfolgt entsprechend Fall 2. Vergleicht man diesen Fall mit den Fällen 1 und 3 der Abb. 9, d.h. reine Einzelkraft oder reine Flächenbelastung, so wird festgestellt, daß die Meßstegbelastung der Belastung durch eine Einzelkraft nahezu identisch ist. Da der Meßsteg einen Teil des gesamten Ringes darstellt, ergibt sich für die Lagerung ein Fall der zwischen der gelenkigen Lagerung Fall 1 und der beidseitigen Einspannung Fall 4 liegen wird.

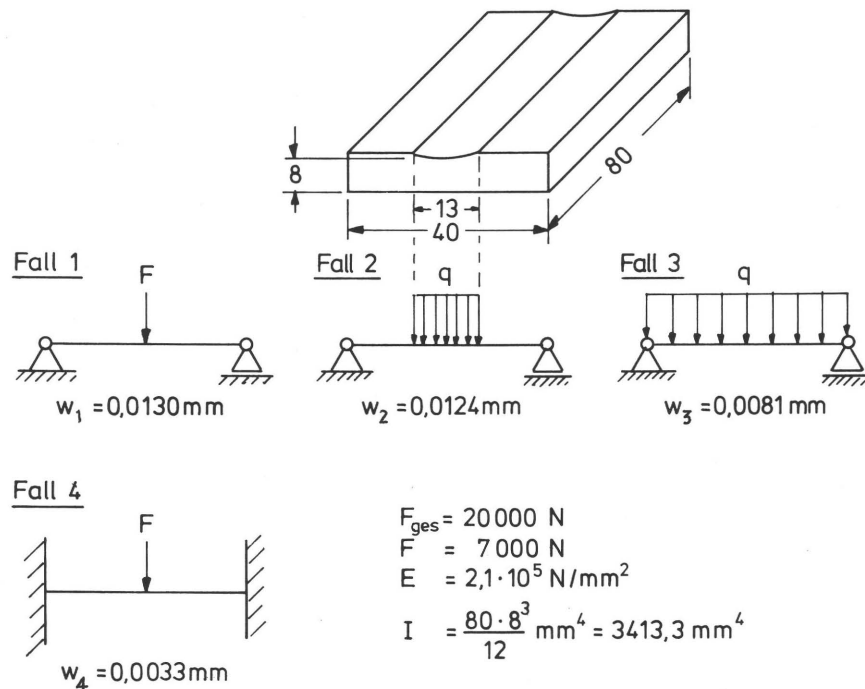


Abb. 9 Abschätzung der Meßstegdurchbiegung

Die Durchbiegung  $w$  des einzelnen Meßsteges beträgt daher für  $F = 20000 \text{ N}$  mit recht guter Näherung

$$w \sim \frac{w_1 + w_4}{2} = 0,008 \text{ mm}$$

In Lastrichtung verlagert sich dadurch die Lagerachse um  $\Delta w = \frac{w}{\sqrt{2}}$ . Die Meßringsteifigkeit mit einer Angriffsrichtung der Gesamtkraft von  $45^\circ$  zu den Meßstegen ergibt sich dann zu  $c(45^\circ) = 3,5 \cdot 10^9 \text{ N/m}$ .

Wirkt die Kraft direkt in Richtung zweier Meßstege, so tragen nur diese zur Gesamtsteifigkeit bei. Sie liegt dann bei  $c(0^0) = 1,75 \cdot 10^9 \text{ N/m}$ .

Die Anisotropie des Meßbringes ist, wie die späteren Messungen gezeigt haben, von untergeordneter Bedeutung, da die resultierende Kraft praktisch immer in der Richtung der Verbindungslinie der Zylinderachsen wirkt. Es kann deshalb vom ersten Steifigkeitswert ausgegangen werden. Da dieser Wert ungefähr achtmal so groß ist wie der vom Hersteller angegebene Steifigkeitswert  $c_L = 4,5 \cdot 10^8 \text{ N/m}$  der vierreihigen Lager, ist keine ausschlaggebende Beeinträchtigung der Untersuchung bezüglich allgemeiner Steifigkeitsaussagen gegeben. Allein durch die unterschiedliche Gestaltung der Zylinderlagerung in den Druckwerken verschiedener Hersteller treten Steifigkeitsabweichungen auf, die in der gleichen Größenordnung liegen, wie sie die Meßbringe verursachen.

Nachdem durch die Kalibrierung der einzelnen Meßstege bekannt ist, welche Meßstegkraft welchem Spannungssignal entspricht, muß aus den vier Einzelkräften der Meßstege die Gesamtlagerkraft nach Betrag und Richtung berechnet werden. Dies wurde in einem frei programmierbaren Echtzeitanalysator durchgeführt. Die Spannungssignale der vier Meßstege wurden digitalisiert, d.h. drehwinkelabhängig abgetastet und analog digital gewandelt. Danach wurde jeder Spannungssignalwert entsprechend dem Kalibrierungsfaktor in eine Kraft umgerechnet. Die Kraftwerte der jeweils gegenüberliegenden Meßstege wurden addiert. Die beiden dabei gewonnenen Kraftkomponenten, deren Betrag und Richtung bekannt ist, liefern durch vektorielle Addition den Betrag der Lagerkraft und durch Arcustangensbildung den Angriffswinkel.

Zur Überprüfung des Lagerkraftmeßsystemes war eine in der Verbindungslinie der Zylinderachsen stufenlos einstellbare Kraft notwendig, welche die Zylinderoberflächen durch die Krafteinleitung, d.h. durch überhöhte Flächenpressungen, nicht beschädigen durfte und deren Kraftangriffspunkt am Zylinderballen in unmittelbarer Nähe der Schmitzringe liegen sollte.

Zur Erzeugung und Messung dieser stufenlos einstellbaren Kraft mußte ein neues Verfahren entwickelt werden, das in der Folge vorgestellt wird.

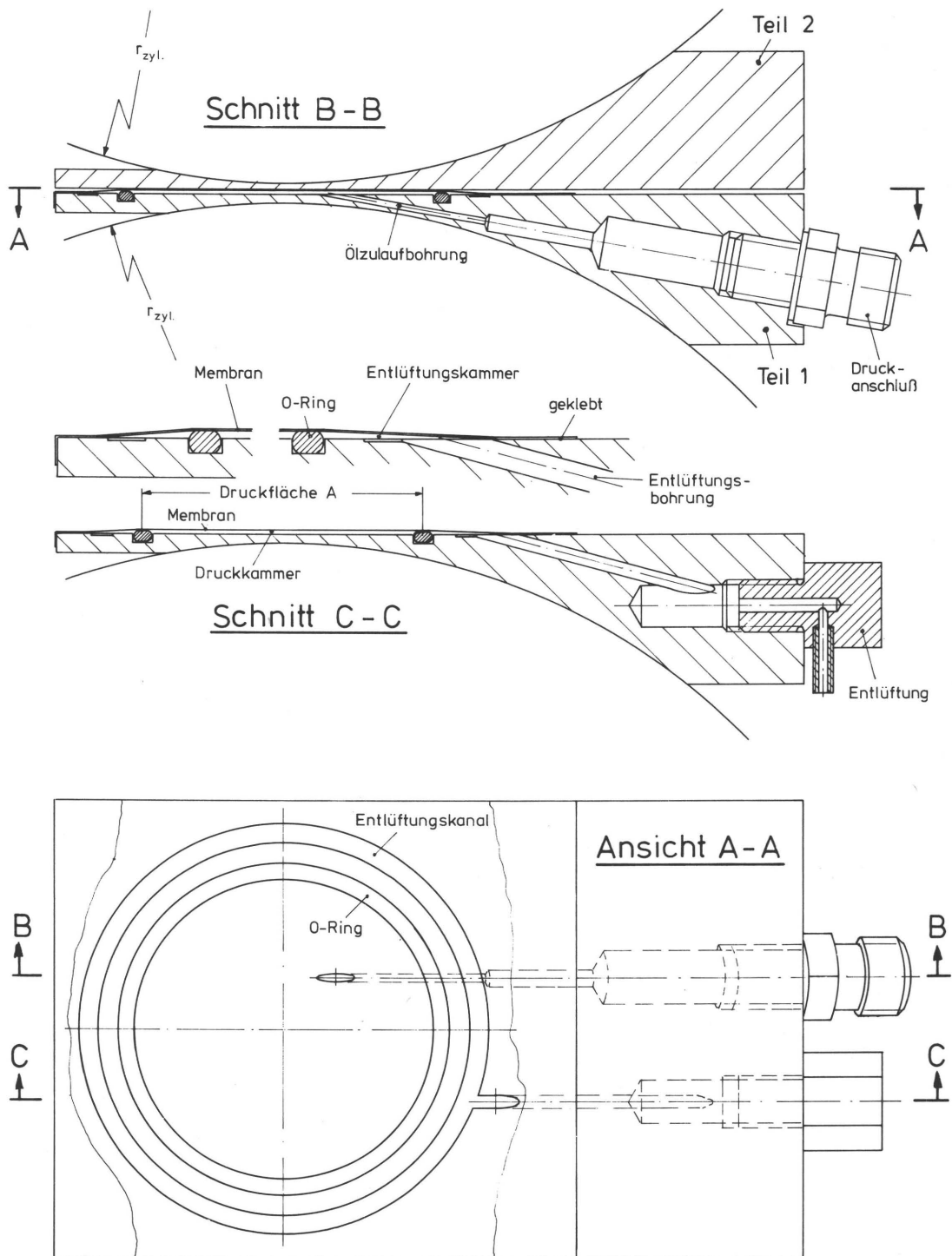


Abb. 10 Hydraulischer Kraftgeber



Jeder Zylinder mit Schmitzringen hat im Bereich des Zylinderballens gegenüber dem Schmitzring einen Unterschnitt für die Druckform bzw. das Gummituch. Er beträgt beim Plattenzylinder minimal 0,4 mm, beim Gummizylinder minimal 2,0 mm. Daraus ergibt sich bei angestellten Schmitzringen ein Spalt von minimal 2,4 mm zwischen den Ballen. In diesen Spalt wird direkt neben die Schmitzringe des zur Überprüfung gewählten Zylinderpaares jeweils ein in der Abb. 10 abgebildeter Kraftgeber eingebracht /30/. Da die Auflagefläche zwischen Kraftgeber und Zylinder sehr groß ist, treten keine Probleme bezüglich überhöhter Flächenpressungen auf. Bei abgestelltem Druck kann Teil 1 des Kraftgebers und daneben Teil 2 einzeln in den Spalt zwischen die nackten Zylinder eingeschoben werden (Abb. 11). Anschließend werden die Teile an die jeweilige Zylinderoberfläche angeedrückt, übereinander geschoben und zentriert. Darauf wird der Druck angestellt. Hierbei entsteht

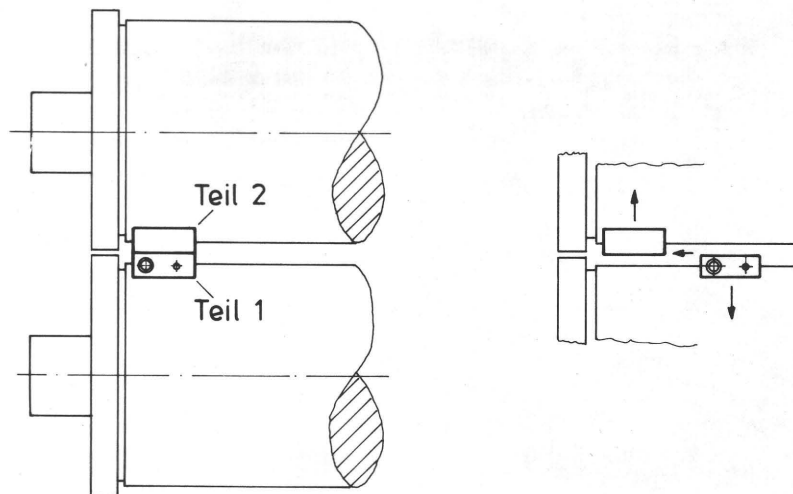


Abb. 11 Einbau der Kraftgeber

durch den O-Ring eine abgeschlossene Druckkammer zwischen Teil 1 und der durch Teil 2 gestützten Membran. In dieser Kammer wirkt nun der Öldruck  $p$  auf die Druckfläche  $A$  und erzeugt eine Kraft  $F_{\text{hydr.}} = p \cdot A$ . Da die Fläche  $A$  praktisch konstant ist, gilt  $F_{\text{hydr.}} \sim p$ . Der über den elektrischen Druckgeber am Verstärker angezeigte Druck  $p$  ist also ein eindeutiges Maß für die Kraft  $F_{\text{hydr.}}$ . Die Meßkette Druckgeber-Verstärker kann deshalb direkt in eine Krafteinheit kalibriert

werden. Der Kalibrierungsfaktor hierfür wurde in einem Druckkraftprüfstand ermittelt.

Zur Überprüfung des Lagerkraftmeßsystemes wird nun die Kraft so groß gewählt, daß zwischen den Schmitzringen ein Lichtspalt entsteht. Dann stellt die Lagerkraft die Reaktionskraft zu der vom hydraulischen Kraftgeber erzeugten Kraft dar.

Beim Vergleich der über den Kraftgeber aufgebrauchten Kraft  $F_{\text{hydr.}}$  mit der durch den Lagerkraftmeßring ermittelten Reaktionskraft nach Betrag und Richtung zeigte sich, daß sich beim Lagerkraftmeßsystem die Ausdehnung infolge der Lagererwärmung des innerhalb des Meßringes liegenden Exzenters auswirkt. Wie Abb. 12 zeigt, ist der Einfluß der Temperatur auf das Lagerkraftmeßsystem und damit auf die einzelnen Meßstege K1 - K4 verhältnismäßig groß.

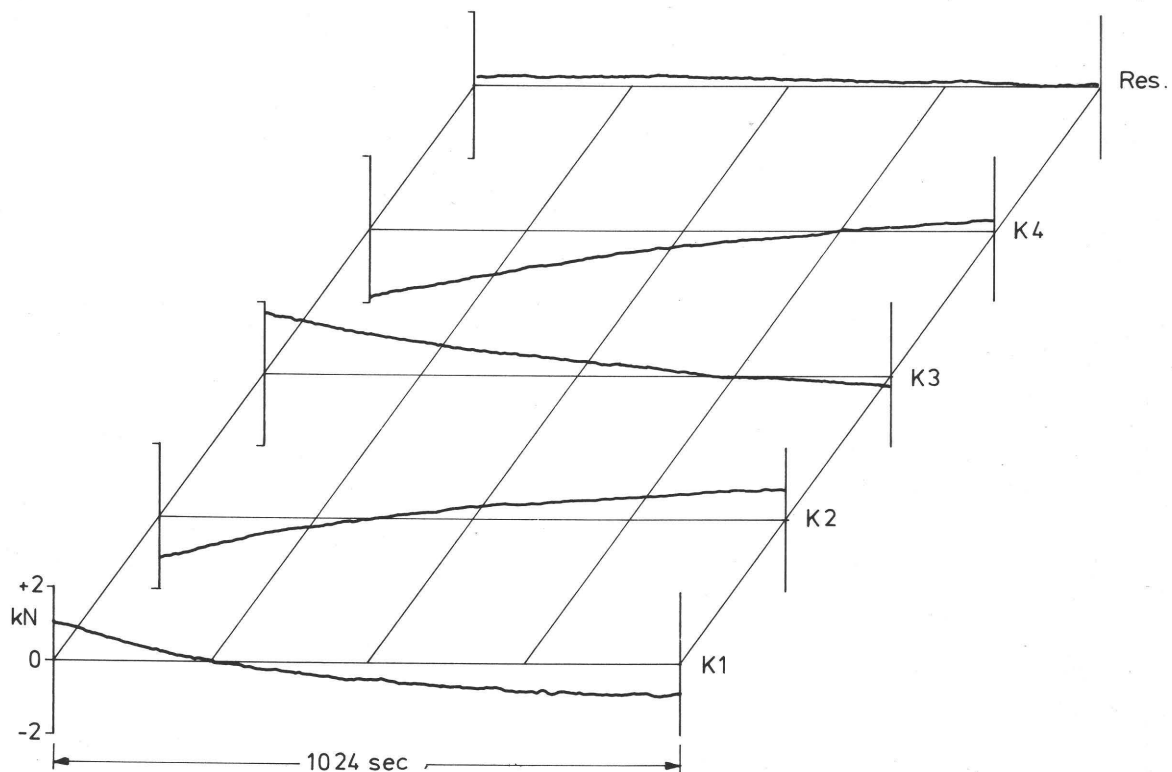


Abb. 12 Temperaturverhalten der Meßringe

Während einer Abkühlphase nach längerem Betrieb sinken die Meßsignale um ca. 120 N pro Minute. Der Wert der aus den

Komponenten K1 - K4 berechneten Resultierenden fällt jedoch nur um ca. 15 N pro Minute, da sich die temperaturbedingten Kraftänderungen in den Meßstegen infolge Addition bei der Berechnung der allein interessierenden Resultierenden praktisch aufheben. Der geringe Temperatureinfluß darf somit vernachlässigt werden, da ein Meßvorgang nie länger als eine Minute dauert und die Betriebskräfte ein Vielfaches des maximalen temperaturbedingten Fehlers sind. Ein Nullabgleich der einzelnen Komponentenmeßverstärker wurde zur Sicherheit vor jeder neuen Meßwertaufnahme durchgeführt.

Die beschriebenen hydraulischen Kraftgeber eignen sich ebenfalls zur hochgenauen reproduzierbaren Messung und Einstellung der Schmitzringvorspannung an Seriendruckwerken. Das Verhältnis zwischen der hydraulischen Kraft  $F_{\text{hydr.}}$  und der Schmitzringvorspannkraft  $F_v$  läßt sich aus dem Verspannungsdiagramm des Druckwerkes entnehmen. Das Verhältnis liegt in der Regel bei etwa 5:4.

### 2.3.3 Messung der Abstände und Wege

Zur Interpretation der Momente und Kräfte müssen alle die Betriebsbedingungen bestimmenden geometrischen Daten bekannt sein. Hierzu gehören die Schmitzring- und Zylinderballendurchmesser, die Stärke und die Eindrückung der Aufzüge, sowie zur Bestimmung der Steifigkeiten die hochgenaue Bestimmung der Achsabstandsänderung der Zylinderballen.

Die Schmitzringdurchmesser wurden an den ausgebauten Zylindern mit einem überprüften Außenmikrometer an vier jeweils um  $45^\circ$  versetzten Stellen durch drei Personen gemessen. Der Durchschnitt dieser 12 mit einer Streubreite von 0,002 mm abgelesenen Werte wurde als Bezugsschmitzringdurchmesser für die weiteren Messungen benutzt.

An den eingebauten Zylindern wurde dann der Rundlauf der Schmitzringe und Zylinderballen gegenüber der Seitenwand gemessen. Hierzu wurden an der Seitenwand Halterungen angebracht, in denen berührend arbeitende induktive Wegaufnehmer so befestigt wurden, daß die Tastspitzen bei langsamer Drehung

des Zylinders ( $n = 0,2 \text{ s}^{-1}$ ) die Rundläufe erfaßten (Abb. 13). Der Verstärker wurde so eingestellt, daß der volle Meßbereich  $\pm 0,02 \text{ mm}$  betrug. Der Rundlauffehler der Schmitzringe ist, wie die Messungen zeigten, kleiner als  $10 \text{ }\mu\text{m}$ . Die Fehler der Zylinderballen verlaufen genauso wie jene der Schmitzringe.

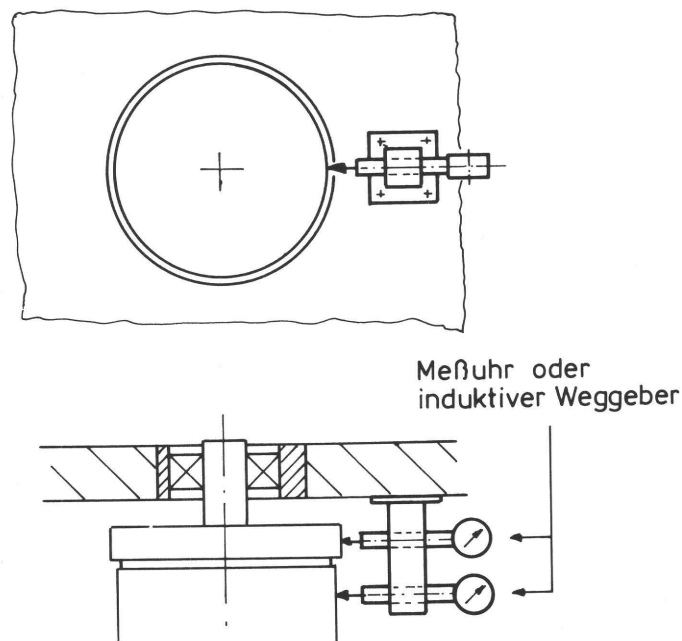


Abb. 13 Rundlaufmessung

Der Unterschnitt des Zylinders zwischen Schmitzring und Zylinderballen war daher über dem Umfang konstant. Zur Kontrolle dieser Aussage und zur zahlenmäßigen Bestimmung des Unterschnittes wurde dieser durch eine sog. Zylindermeßuhr gemessen. Es handelt sich hierbei um ein Relativmeßverfahren (Abb. 14). Die Zylindermeßuhr besteht aus einem Trägerteil, das zur Ausrichtung gegenüber der Zylinderachse eine Prismenführung hat. An diesem Grundgestell ist ein Arm mit einer Meßuhr befestigt. Das Grundgestell wird auf den Zylinderballen so aufgelegt, daß der Arm mit der Meßuhr bis zur Schmitzringmitte reicht. Der den Schmitzring berührende Meßuhrtaster muß soweit in die Meßuhr eingedrückt sein, daß ein Meßweg von  $\pm 3 \text{ mm}$  zur Verfügung steht. In dieser Stellung wird die Anzeige der Meßuhr notiert. Anschließend wird die Zylindermeßuhr soweit zur Zylindermitte geschoben, daß die

Tastspitze der Meßuhr ebenfalls auf dem Zylinderballen aufliegt. Die Differenz zwischen dem notierten und dem jetzt angezeigten Wert ergibt den Wert des Unterschnittes. Die

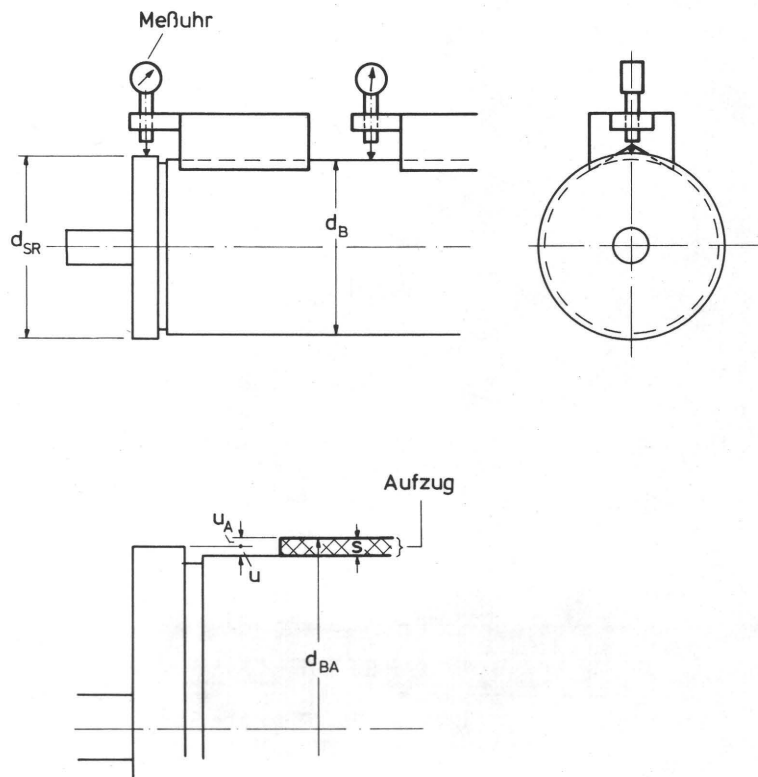


Abb. 14 Zylindermeßuhr

Messung wird zur Kontrolle an mehreren Stellen über dem Zylinderumfang durchgeführt. Der Durchmesser des Zylinderballens  $d_B$  ergibt sich dann aus dem Schmitzringdurchmesser  $d_{SR}$  abzüglich des doppelten Wertes des Unterschnittes  $u$ .

$$d_B = d_{SR} - 2u \quad (1)$$

Damit sind Schmitzring-und Ballendurchmesser bekannt.

Zur Bestimmung der Aufzugsstärken müssen Gummituch und Platte definiert gespannt und unter normaler Druckspannung ca. 2000 Zylinderumdrehungen eingelaufen sein. Die Aufzüge werden dabei über einen Spannschlüssel mit Drehmomentbegrenzung mehr-

mals nachgezogen. Diese Vorgehensweise ist notwendig, weil durch die Walkvorgänge der ersten 2000 Zylinderumdrehungen das Gummituch sich setzt, d.h. plastisch verformt, und das Gummituch und die Platte durch örtliche Aufhebung der Umschlingungshaftung ihre Spannung teilweise verlieren. Erst durch mehrmaliges Nachspannen wird ein Zustand des Gummituches erreicht, der für den weiteren Betrieb und damit auch für die Messung der Aufzugsstärke als konstant betrachtet werden darf.

Zur Messung der Aufzugsstärke wird die oben beschriebene Relativmessung mit der Zylindermeßuhr angewendet. Dabei ist einerseits darauf zu achten, daß bei der Messung des weichen Gummituchaufzuges das Grundgestell der Zylindermeßuhr bei beiden Messungen gleich stark auf den Aufzug gedrückt wird und andererseits der Zusammenhang zwischen den Vorzeichen des Ausschlages der Meßuhr und der Oberflächenlage des Aufzuges, d.h. höher oder tiefer als der Schmitzring, beachtet wird. Bei Beachtung dieser beiden Punkte weicht die gemessene Aufzugsstärke höchstens 0,01 mm vom tatsächlichen Wert ab. Dies ist ausreichend genau, da die Gummitücher selbst Dickentoleranzen von  $\pm 0,01$  mm aufweisen können.

Die Stärke der Aufzüge  $s$  ergibt sich nach Abb. 14 aus dem Unterschnitt der Zylinderballen ohne Aufzug und dem Differenzwert  $u_A$  zwischen Schmitzringhöhe und Aufzugshöhe zu

$$s = u + u_A \quad (2)$$

wobei  $u_A$  ein negatives Vorzeichen besitzt, wenn der Aufzug tiefer als der Schmitzring liegt.

Der Zylinderballendurchmesser mit Aufzug  $d_{BA}$  ergibt sich direkt aus

$$d_{BA} = d_{SR} + 2u_A \quad (3)$$

Damit sind alle gesuchten Zylinderdurchmesser meßbar.

Für die Höhe der Druckkraft sind, verknüpft über die Steifigkeiten, die Eindrückungen der Aufzüge  $x_{A1}$  und  $x_{A2}$  maßgeblich. Da meßtechnisch nur die Zustellung  $x$  erfaßt werden kann, für die gilt

$$x = x_{A1} + x_{A2} \quad (4)$$

kann keine genaue Aussage über die Eindrückung der einzelnen Aufzüge gemacht werden. Da jedoch der Plattenzylinderaufzug wesentlich steifer ist als der Gummizylinderaufzug, ist es erlaubt, die Zustellung  $x$  mit der Eindrückung des Gummituches gleichzusetzen, d.h.  $x = x_G$ ,  $x_p \approx 0$ . Weiter kann, wie durch Berechnung kontrolliert, davon ausgegangen werden, daß die Durchbiegung der aus Vollstahl bestehenden Zylinderballen kleiner ist als die Meßgenauigkeit von 0,01 mm. Die geringe Durchbiegung der Zylinderballen ist auch eine drucktechnische Forderung, da die Farbübertragung druckkraftabhängig ist. Eine größere Durchbiegung der Ballen würde zu unterschiedlicher Farbübertragung über der Zylinderbreite führen. Zur Bestimmung der Zustellung genügt es daher, am Rand des Zylinderballens, d.h. nahe an den Schmitzringen, zu messen. Die Zustellung  $x$  in dem System mit Schmitzringen ergibt sich einfach aus der Summe der beiden Werte  $u_{A1}$  und  $u_{A2}$  der betrachteten Zylinder, d.h. den Differenzen zwischen Schmitzring und Ballen mit Aufzug.

$$x = u_{A1} + u_{A2} \quad (5)$$

Eine Eindrückung ergibt sich nur für positive  $x$ . Im System ohne Schmitzringe existiert zwischen den Meßringen ein Spalt mit der Höhe  $x_{Sp}$ . Die Zustellung ergibt sich dann aus dem folgenden Zusammenhang.

$$x = u_{A1} + u_{A2} - x_{Sp} \quad (6)$$



Die Spalthöhe  $x_{Sp}$  zwischen den Schmitzringen kann leicht mit einer Fühlerblattlehre und Meßfolien von 0,01 mm Stärke mit der erforderlichen Genauigkeit von  $\pm 0,005$  mm bestimmt werden.

Eine sehr genaue Bestimmung einer Spalthöhe wird für die später beschriebene Steifigkeitsbestimmung erforderlich. Hierbei ist es allerdings nicht notwendig, eine gegebene Spalthöhe  $x_{Sp}$  genau zu bestimmen. Es genügt dort, eine bestimmte Spalthöhe mittels Endmaßen sehr genau einzustellen. Dabei wird der Spalt zwischen den Zylinderballen durch die beschriebenen Kraftgeber bei Zylinderstillstand langsam vergrößert. Gleichzeitig wird das Endmaßpaket leicht mit der Fingerspitze auf- und abbewegend in Richtung des Spaltes gedrückt. Bei Erreichen der den Endmaßen entsprechenden Spalthöhe rutschen die zusammengesetzten Endmaße plötzlich in den Spalt. Wählt man für diese Messung immer dieselbe Stelle, so kann bei unterschiedlich starken Endmaßpaketen der entstandene Spalt ohne Probleme auf 0,001 mm genau bestimmt werden. Zum leichteren Entfernen der Endmaße wird der Spalt dann noch etwas vergrößert.

Zur Bestimmung der Ballenoberflächenkontur einschließlich des aufgespannten Gummituches bzw. der aufgespannten Platte wurden berührende induktive Wegaufnehmer eingesetzt, die an einer in Höhe der Zylinderachse zwischen den Seitenwänden montierten Quertraverse befestigt wurden. Das Signal der induktiven Wegaufnehmer wird, um eine geometrische Zuordnung zu ermöglichen, winkelabhängig aufgezeichnet.

Die beschriebenen Verfahren zur Bestimmung von Wegen und Abständen konnten im Rahmen der jeweiligen Genauigkeitsanforderung problemlos eingesetzt werden.

#### 2.3.4 Messung von Übersetzungen und Drehzahlen

Zur Beurteilung des Antriebsverhaltens müssen die Übersetzungen jedes einzelnen Antriebsmechanismus in Abhängigkeit von den maßgeblichen Parametern ausreichend genau ermittelt werden. Für die Übersetzung gilt allgemein mit den Drehzahlen  $n_1$  für den treiben-



den und  $n_2$  für den getriebenen Zylinder

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\dot{\phi}_1}{\dot{\phi}_2} = \frac{\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2}{\dot{\phi}_2} + 1 = \frac{\Delta\dot{\phi}}{\dot{\phi}_2} + 1 \quad (7)$$

Hieraus wird für ein kleines Zeitintervall  $\Delta t \Rightarrow 0$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\Delta\phi}{\phi_2} + 1 \quad (8)$$

Betrachtet man beispielsweise einen Zahnradantrieb mit der langfristigen Übersetzung von  $i = \frac{z_2}{z_1} = 1$ , dann stellt man fest, daß die momentane Übersetzung  $i(t)$  als Folge von Verzahnungs- und Montagefehlern in der Regel um den Wert  $i = 1$  schwankt. Die Absolutwerte der Übersetzungsabweichungen von Druckwerksverzahnungen sind kleiner als  $|10^{-4}|$ . Beim reibschlüssigen Antrieb über die Schmitzringe bewirken die durch die Fertigungstoleranz bedingten unterschiedlichen Umfänge eine langfristige Übersetzung, die größer oder kleiner als  $i = 1$  sein kann. Gleichzeitig erzeugen die Rundheitsfehler der Schmitzringe weitere Übersetzungsabweichungen. Beide Abweichungen betragen bei praxisüblichen Toleranzen jeweils auch weniger als  $|10^{-4}|$ . Beim reibschlüssigen Antrieb über die Berührungszone der Zylinderballen sind die auftretenden Übersetzungsabweichungen jedoch in der Größenordnung von  $|10^{-2}|$ .

Da auch die kleinsten der genannten Übersetzungsabweichungen die Druckqualität nachteilig beeinflussen können, müssen sie der Messung zugänglich gemacht werden. Die Aufgabe bestand nun darin, ein Meßverfahren zu finden, mit dem nicht nur alle vorkommenden langfristigen Übersetzungen, sondern auch die Momentanabweichungen in Echtzeit mit einem Fehler von kleiner als  $10^{-5}$  bestimmt werden können.

Da bei der vorliegenden Aufgabenstellung die Übersetzungen immer sehr nahe bei  $i = 1$  liegen, ergibt sich grundsätzlich eine Verringerung der Genauigkeitsforderung, wenn anstelle von  $i = \frac{\dot{\phi}_1}{\dot{\phi}_2}$  die Größe  $i - 1 = \frac{\Delta\dot{\phi}}{\dot{\phi}_2} = \frac{\Delta\phi}{\phi_2}$  gemessen wird. Da der maximale Quotient im ungünstigsten Fall in der Größenordnung von  $|10^{-2}|$  liegt, verringert sich die Genauigkeitsforderung für diesen auf besser als  $|10^{-3}|$ . Es ist also möglich, die Übersetzung  $i$  mit einer

Genauigkeit von besser  $10^{-5}$  zu bestimmen, wenn  $\Delta\dot{\varphi}$  bzw.  $\Delta\varphi$  mit einer Genauigkeit von besser als  $10^{-3}$  gemessen werden kann.

Es gibt grundsätzlich keine Methode um  $\Delta\dot{\varphi}$  bzw.  $\Delta\varphi$  direkt zu messen, sondern es müssen immer die Winkelgeschwindigkeiten beider Zylinder zur Messung herangezogen werden. Zur Erfüllung der gestellten Genauigkeitsforderung von besser als  $10^{-5}$  müssen beide Meßgrößen mit der gleichen Genauigkeit erfaßt werden. Tachogeneratoren eignen sich nicht, weil ihre Auflösung bestenfalls  $10^{-3}$  beträgt. Es bleibt daher nur übrig, digital arbeitende inkrementale Drehgeber einzusetzen, die entsprechend ihrer Strichzahl eine Impulsfolge von N Impulsen pro Zylinderumdrehung liefern. Von Impuls zu Impuls wird dabei ein Drehwinkel  $\varphi_0 = 360^\circ/N$  überstrichen. Die beiden Impulsfolgen enthalten einerseits die Information bezüglich der momentanen Winkelgeschwindigkeiten  $\dot{\varphi}_1$  und  $\dot{\varphi}_2$  der einzelnen Zylinder und damit andererseits auch die Information über deren Differenzwinkelgeschwindigkeit  $\Delta\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2$ . Um nun die Information über  $\Delta\dot{\varphi}$  bzw.  $\Delta\varphi$  mit der durch die Aufgabenstellung geforderten Genauigkeit zu erhalten, ist eine Verarbeitung der beiden Impulsfolgen notwendig, die es erlaubt, die gesuchten Größen genauer als es durch die Teilung bzw. den Quantisierungswinkel vorgegeben ist, zu bestimmen. Dies ist unabhängig von der verfügbaren Strichzahl stets erwünscht, insbesondere dann, wenn inkrementale Drehgeber ausreichend hoher Strichzahl nicht zur Verfügung stehen.

Ein allgemein bekanntes Verfahren wandelt die beiden Frequenzen der Impulsfolgen mittels zweier Frequenz-Spannungswandler in analoge Spannungsverläufe um. Danach wird in einem Analogsubtrahierer die Differenz der Spannungswerte gebildet. Das entstehende Analogsignal ist proportional zu  $\Delta\dot{\varphi}$ . Bei Untersuchungen nahe dem Gleichlauf, d. h. beim Auftreten geringer Differenzdrehzahlen, wie z. B. bei den Druckwerksantriebsmechanismen, versagt dieses Verfahren vollständig, da die Spannungswerte in diesem Falle fast gleich groß sind und die Differenz der beiden nahezu Null beträgt. Da die Frequenz-Spannungswandler systembedingt im Spannungsverlauf eine gewisse Restwelligkeit aufweisen, entsteht im Subtrahierer ein Fehler, der in diesem Falle erheblich größer ist als der Meßwert für  $\Delta\dot{\varphi}$ . Dieses Verfahren ist also ungeeignet.

In einem weiteren, in /41/ beschriebenen Schlupfmeßverfahren, wird aus den beiden Impulsfolgen mittels eines digitalen Mischers eine dem Betrag von  $\Delta\dot{\varphi}$  direkt proportionale Differenzfrequenz gebildet. Der Nachteil des Verfahrens besteht darin, daß nahe dem Gleichlauf die Differenzfrequenz kleiner wird als die Drehfrequenz der Zylinder, wodurch Momentanabweichungen nicht erfaßt werden. Das Verfahren erfüllt deshalb die gestellten Bedingungen nicht.

Ein weiteres Verfahren, das nicht  $\Delta\dot{\varphi}$ , sondern  $\Delta\varphi$  bestimmt, wird in /42/ beschrieben. Es wird in Geräten zur Einflankenwälzprüfung von Zahnrädern eingesetzt. Hierbei werden die Impulse zweier Drehgeber zur Steuerung einer elektronischen Torschaltung verwendet, wobei jeder Impuls des ersten Drehgebers das Tor öffnet und der jeweils nachfolgende Impuls des zweiten Drehgebers dasselbe wieder schließt. Während der Toröffnungszeit wird eine Zählimpulsfolge, die beispielsweise durch Frequenzvervielfachung aus einem der beiden Drehgeber gewonnen wurde, durchgelassen, wobei die durchgelassene Anzahl der Zählimpulse proportional dem zwischen den Zylindern vorhandenen Differenzdrehwinkel  $\Delta\varphi$  ist. Da dies jedoch nur innerhalb des Quantisierungswinkels  $\varphi_Q$  gilt, kann der Differenzdrehwinkel  $\Delta\varphi$ , sobald er größer als ein Quantisierungswinkel wird, nur durch eine komplexe und daher sehr aufwendige Rechnerauswertung gewonnen werden. Die Auflösung des Verfahrens ist direkt proportional zum gewählten Vervielfachungsfaktor. Bei druckmaschinenüblichen Drehzahlen entstehen bei der notwendig hohen Frequenzvervielfachung Zählimpulsfolgefrequenzen, welche in den Megahertzbereich gehen und sich damit der rechnerischen Auswertung entziehen. Damit entfällt auch dieses Verfahren.

Da keines der drei bekannten Verfahren alle durch die Aufgabenstellung gegebenen Forderungen erfüllt, mußten neue Wege bei der Impulsfolgenverarbeitung gefunden werden.

Die Aufgabe bestand zusammengefaßt darin, ein Verfahren zu entwickeln, das die beiden Impulsfolgen der inkrementalen Drehgeber im gesamten betriebswichtigen Drehzahlbereich von  $n = 0,2 \text{ s}^{-1}$

bis mindestens  $15 \text{ s}^{-1}$  zu einem analogen, dem momentanen Differenzdrehwinkel  $\Delta\varphi$  proportionalen Echtzeitsignal verarbeitet, wobei die Auflösung von  $\Delta\varphi$  besser als der Quantisierungswinkel  $\varphi_Q = \frac{360^\circ}{N}$  sein muß und gleichzeitig der Meßbereich für  $\Delta\varphi$  bei gleicher Genauigkeit ein Mehrfaches des Quantisierungswinkels betragen muß.

Betrachtet man die beiden nahezu gleichfrequenten Impulsfolgen, so erkennt man, daß die gegenseitige Lage der Impulse der beiden Impulsfolgen ein Maß für den momentanen Differenzwinkel  $\Delta\varphi(t)$  darstellt. Hierbei können drei grundsätzliche Fälle auftreten, auf welche alle beliebigen Impulsfolgelagen zurückgeführt werden können (Abb. 15). Kennzeichnend für diese drei grundsätzlichen Fälle ist, daß im freigewählten Zeitpunkt  $t = 0$  beide Impulse 1 und 2 gleichzeitig auftreten, d. h. daß der Differenzwinkel  $\Delta\varphi(t=0) = 0$  ist.

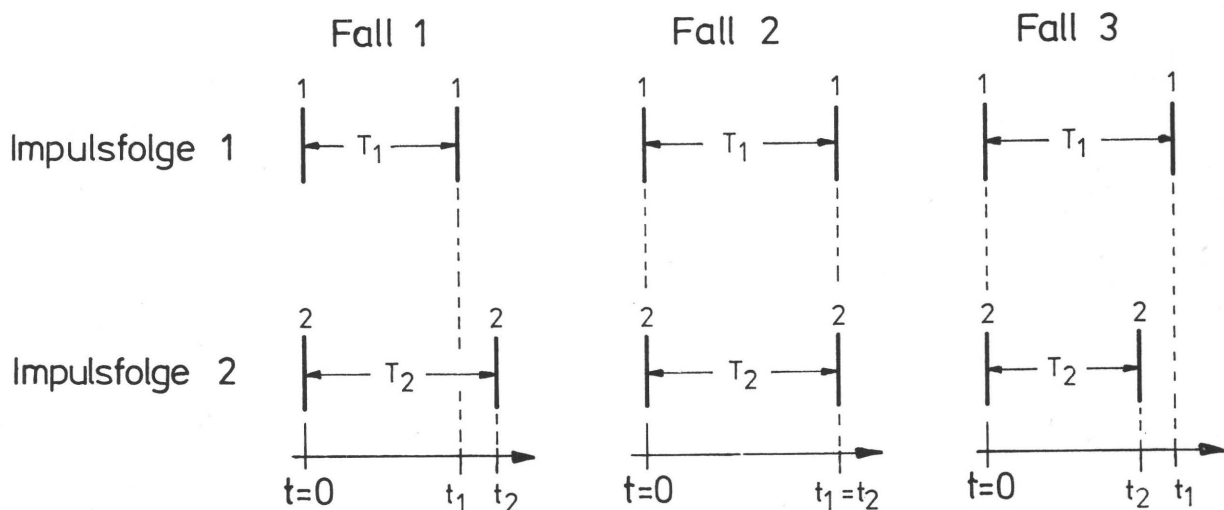


Abb. 15 Grundsätzliche Fälle der Impulsfolgelagen

Anhand des Falles 1 soll im folgenden die theoretische Grundlage des Verfahrens zur Messung des Differenzwinkels abgeleitet werden (Abb. 16). Es wird vorausgesetzt, daß die Veränderung der Drehwinkel  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  im Zeitintervall  $T_2$  linear abläuft. Unter Berücksichtigung des kleinen betrachteten Zeitintervalles ist

diese Voraussetzung stets mit guter Näherung erfüllt. Der momentane Differenzwinkel im Zeitpunkt  $t_2$  beträgt

$$\Delta\varphi(t_2) = \varphi_1(t_2) - \varphi_2(t_2) = \frac{\varphi_Q}{T_1} \cdot T_2 - \frac{\varphi_Q}{T_2} \cdot T_2$$

Durch Umformen ergibt sich

$$\frac{\Delta\varphi(t_2)}{\varphi_Q} = \frac{T_2 - T_1}{T_1} \quad (9)$$

Diese Gleichung gilt offensichtlich auch für den Fall 2, bei dem  $\Delta\varphi(t_2) = 0$  ist.

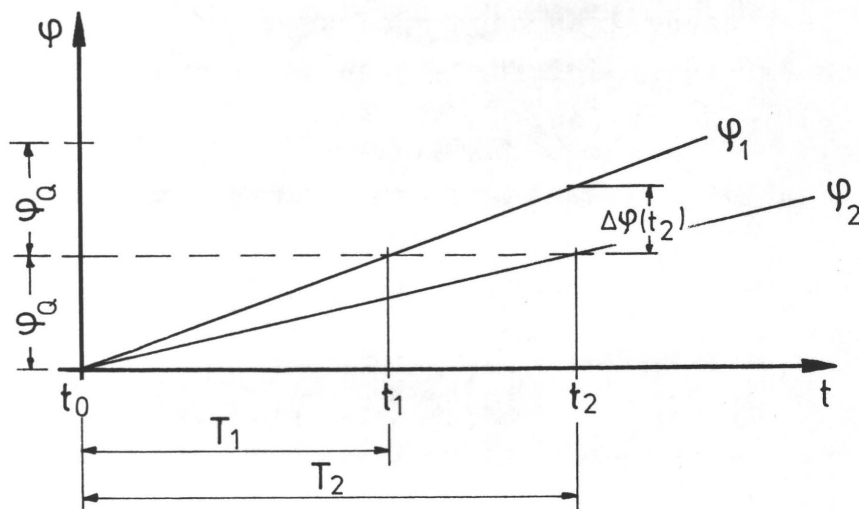


Abb. 16 Impuls- und Winkellage für Fall 1

Führt man die gleiche Betrachtung für den Fall 3 durch, so ergibt sich die Gleichung

$$\frac{\Delta\varphi(t_1)}{\varphi_Q} = \frac{T_1 - T_2}{T_2} \quad (10)$$

Jeder Impuls manifestiert sich als Spannungssprung  $\Delta U$ , der dann auftritt, wenn einer der beiden inkrementalen Drehgeber jeweils einen Quantisierungswinkel  $\varphi_Q$  zurückgelegt hat. Wird dafür gesorgt, daß die Impulse des inkrementalen Drehgebers 1 positive Spannungssprünge  $+\Delta U$  ergeben und Impulse des inkrementalen Drehgebers 2 negative Spannungssprünge  $-\Delta U$  und wird gleichzeitig dafür gesorgt, daß die nach jedem Sprung entstandene Spannung so-

lange erhalten bleibt, bis der nächste Sprung erfolgt, dann entsteht ein Spannungsverlauf entsprechend Abb. 17.

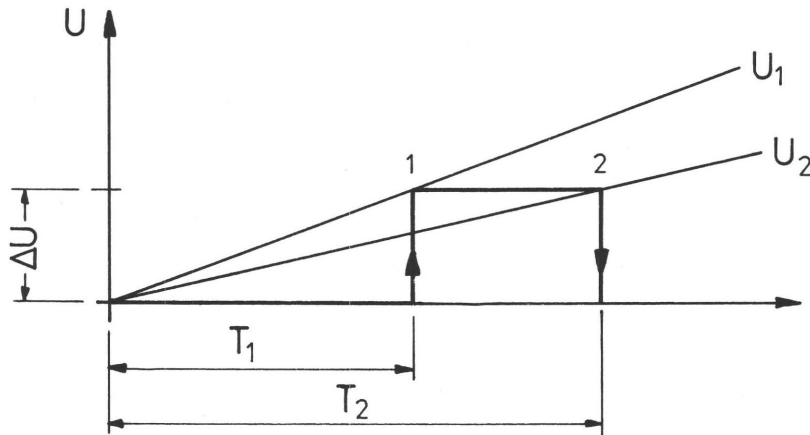


Abb. 17 Verknüpfung von Spannungen, Zeiten und Winkel

Es lassen sich damit Spannungen, Zeiten und Winkel miteinander verknüpfen, was in Abb. 17 bereits durchgeführt ist. Damit ergibt sich mit  $\Delta U \sim \varphi_Q$  für den Fall 1

$$U_1(t_2) = \frac{\Delta U}{T_1} \cdot T_2 \sim \varphi_1(t_2)$$

$$U_2(t_2) = \frac{\Delta U}{T_2} \cdot T_2 \sim \varphi_2(t_2)$$

Damit wird der bezogene Differenzwinkel zu

$$\frac{\Delta \varphi(t_2)}{\varphi_Q} = \frac{\varphi_1(t_2) - \varphi_2(t_2)}{\varphi_Q} = \frac{\frac{\Delta U}{T_1} \cdot T_2 - \frac{\Delta U}{T_2} \cdot T_2}{\Delta U}$$

Durch Erweitern des Zählers der rechten Seite entsteht

$$\frac{\Delta \varphi(t_2)}{\varphi_Q} = \frac{1}{\Delta U} \cdot \frac{\Delta U \cdot T_2 - \Delta U \cdot T_1}{T_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}$$

Hierin ist

$$\frac{\Delta U \cdot T_2 - \Delta U \cdot T_1}{T_2} = \bar{U}$$

d. h. gleich dem Mittelwert der Spannung über das Zeitintervall  $T_2$ .

Damit wird

$$\frac{\Delta\varphi(t_2)}{\varphi_Q} = \frac{\bar{U}}{\Delta U} \cdot \frac{T_2}{T_1} \quad (11)$$

Entsprechend ergibt sich für den Fall 3

$$\frac{\Delta\varphi(t_1)}{\varphi_Q} = \frac{\bar{U}}{\Delta U} \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad (12)$$

Der Mittelwert der Spannung ist meßtechnisch leicht zugänglich, nicht aber die Quotienten der beiden Zeiten.

Die Abschätzung der Größenordnung der beiden Zeitquotienten geht vom gemeinsamen Grenzfall 2 mit  $\frac{\Delta\varphi(t_1=t_2)}{\varphi_Q} = 0$  aus, bei dem  $T_1=T_2$  ist und somit die Quotienten  $\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2}{T_1} = 1$  sind. Ist nun, wie bei der Verzahnung bzw. beim Reibradgetriebe "Schmitzringe" der bezogene Differenzwinkel

$$\frac{\Delta\varphi(t_1 \text{ bzw } t_2)}{\varphi_Q} \leq 10^{-4}$$

so ergibt sich mit Gl. (9) beim Fall 1 für den Zeitquotienten

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{\Delta\varphi(t_2)}{\varphi_Q} \leq 1 + 10^{-4}$$

und beim Fall 3 aus Gl. (10)

$$\frac{T_1}{T_2} = 1 + \frac{\Delta\varphi(t_1)}{\varphi_Q} \leq 1 + 10^{-4}$$

Es darf also ohne Verletzung der Genauigkeitsforderung

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2}{T_1} = 1$$

gesetzt werden.

Damit entsteht aus Gl. (11) und Gl. (12) eine gemeinsame Gleichung

$$\frac{\Delta\varphi(t_1 \text{ bzw. } t_2)}{\varphi_Q} = \frac{\bar{U}}{\Delta U} \quad (13)$$

Mit dem Ziel der Erweiterung der Gl. (13) auf den allgemeinen Fall soll ein weiterer spezieller Fall betrachtet werden, bei welchem sich gleiche Spannungsverläufe periodisch folgen, d. h. die Winkelgeschwindigkeiten  $\dot{\varphi}_1(t) = \dot{\varphi}_2(t) = \text{konstant}$  sind, also auch  $\frac{\Delta\varphi(t)}{\varphi_Q} = \text{konstant}$  ist.

Dieser Fall läßt sich gedanklich in den grundsätzlichen Fall 2 überführen, indem mittels eines virtuellen Phasenschiebers jeder Spannungssprung 1 um die Zeit  $T_0 = T_2 - T_1$  verschoben wird, so daß die Impulse 1 mit den Impulsen 2 zusammenfallen.

Aus Abb. 18 läßt sich sofort ableiten, daß aus Gl. (9), welche auch für den Fall 2 gilt, nun die Form

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi_Q} = \frac{1}{T_1 + T_0} [T_2 - (T_1 + T_0)] \quad (14)$$

wird.

Die gleiche Überlegung läßt sich nun auf alle beliebigen Impulsfolgen anwenden. Dies sei an folgendem Beispiel erläutert.

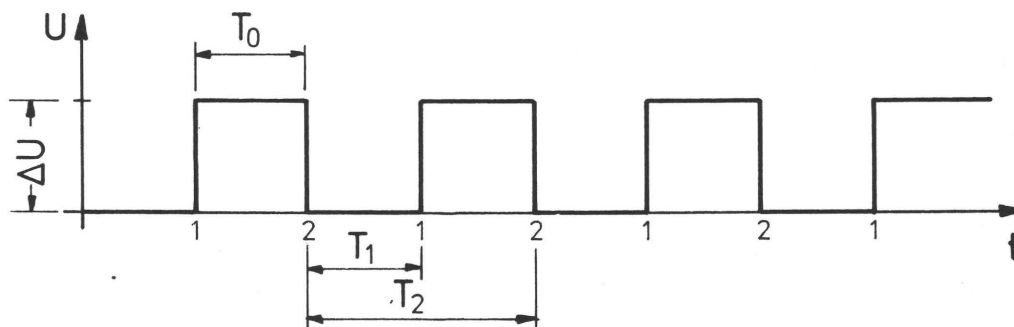


Abb. 18 Wandlung des Falles 1 in Fall 2 durch einen virtuellen Phasenschieber



Es mögen zwei Zylinder vorliegen, die mit nahezu konstanter, jedoch unterschiedlicher Winkelgeschwindigkeit drehen. Es sei dabei  $\dot{\varphi}_1(t) > \dot{\varphi}_2(t)$ . Zum Zeitpunkt  $t = 0$  mögen die Impulse von den beiden Zylindern gleichzeitig ankommen, d. h. es ist der Differenzwinkel  $\Delta\varphi(t=0) = 0$ . Aus den nach dem Zeitpunkt  $t = 0$  kommenden Impulsfolgen kann der in Abb. 19 dargestellte Spannungsverlauf sofort gezeichnet werden, da auch hier die Impulse der Impulsfolge 1 jeweils zu einem positiven Spannungssprung  $+\Delta U$  und die Impulse der Impulsfolge 2 jeweils zu einem negativen Spannungssprung  $-\Delta U$  führen.

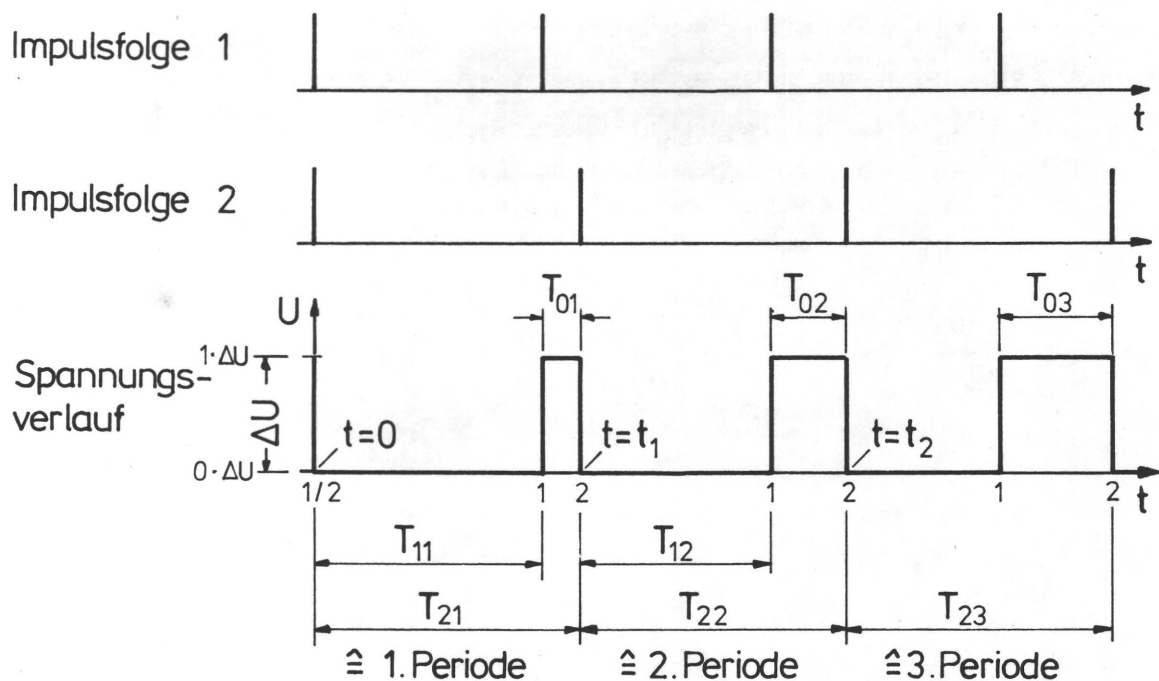


Abb. 19 Spannungsverlauf am Beispiel zweier unterschiedlicher Impulsfolgen

Aufgrund der gemachten Voraussetzung  $\dot{\varphi}_1(t) > \dot{\varphi}_2(t)$  kann weiter gesagt werden, daß von Periode zu Periode der aufgelaufene bezogene Differenzwinkel größer wird und damit die bezogene Differenzwinkeländerung  $\frac{\Delta\varphi^*_n}{\varphi_Q} > 0$  ist.

Der aufgelaufene bezogene Differenzwinkel der  $n$ -ten Periode ergibt sich daher aus der Summe der einzelnen Differenzwinkel-

änderungen bzw. aus dem aufgelaufenen bezogenen Differenzwinkel der (n-1)-ten Periode und der Differenzwinkeländerung der n-ten Periode zu

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_n)}{\varphi_Q} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta\varphi_i^*}{\varphi_Q} = \frac{\Delta\varphi(t=t_{n-1})}{\varphi_Q} + \frac{\Delta\varphi_n^*}{\varphi_Q} \quad (15)$$

Aus dem Spannungsverlauf der Abb. 19 läßt sich zudem erkennen, daß für die 2.-Periode analog zu Gl. (14)

$$\frac{\Delta\varphi_2^*}{\varphi_Q} = \frac{1}{(T_{12} + T_{01})} [T_{22} - (T_{12} + T_{01})]$$

gilt, bzw. allgemein für die n-te Periode

$$\frac{\Delta\varphi_n^*}{\varphi_Q} = \frac{1}{(T_{1n} + T_{0n-1})} [T_{2n} - (T_{1n} + T_{0n-1})] \quad (16)$$

Im hier gewählten Beispiel beträgt der aufgelaufene bezogene Differenzdrehwinkel nach der 1. Periode

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_1)}{\varphi_Q} = \frac{\Delta\varphi_1^*}{\varphi_Q}$$

und nach der 2. Periode

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_2)}{\varphi_Q} = \frac{\Delta\varphi_1^*}{\varphi_Q} + \frac{\Delta\varphi_2^*}{\varphi_Q}$$

Mit Gl. (16) ergibt sich daraus

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_2)}{\varphi_Q} = \frac{1}{(T_{11} + T_{00})} [T_{21} - (T_{11} + T_{00})] + \frac{1}{(T_{12} + T_{01})} [T_{22} - (T_{12} + T_{01})]$$

und schließlich mit  $T_{02} = T_{22} - T_{12}$  und  $T_{01} = T_{21} - T_{11}$  und  $T_{00}=0$

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_2)}{\varphi_Q} = \frac{T_{01}}{T_{12} + T_{01}} + \frac{T_{02} - T_{01}}{T_{12} + T_{01}} = \frac{T_{02}}{T_{12} + T_{01}}$$

bzw. für die n-te Periode verallgemeinert

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_n)}{\varphi_Q} = \frac{T_{0n}}{T_{1n} + T_{0n-1}}$$

Durch Erweitern der rechten Seite mit  $T_{2n}$  ergibt sich

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_n)}{\varphi_Q} = \frac{T_{0n}}{T_{2n}} \cdot \frac{T_{2n}}{(T_{1n} + T_{0n-1})} = \frac{T_{2n} - T_{1n}}{T_{2n}} \cdot \frac{T_{2n}}{(T_{1n} + T_{0n-1})}$$

und durch Erweiterung mit  $\Delta U$

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_n)}{\varphi_Q} = \frac{1}{\Delta U} \cdot \frac{\Delta U (T_{2n} - T_{1n})}{T_{2n}} \cdot \frac{T_{2n}}{(T_{1n} + T_{0n-1})}$$

Da der Mittelwert des Spannungsverlaufes der n-ten Periode

$$\bar{U} = \frac{\Delta U (T_{2n} - T_{1n})}{T_{2n}}$$

ist, ergibt sich für den aufgelaufenen bezogenen Differenzwinkel

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_n)}{\varphi_Q} = \frac{\bar{U}}{\Delta U} \cdot \frac{T_{2n}}{T_{1n} + T_{0n-1}} \quad (17)$$

Da der Zeitquotient in Gl. (17) dem Zeitquotienten von Gl. (11) und (12) entspricht, somit also

$$\frac{T_{2n}}{T_{1n} + T_{0n-1}} \leq 1 + 10^{-4}$$

beträgt, darf er auch hier gleich Eins gesetzt werden, womit sich für

$$\frac{\Delta\varphi(t=t_n)}{\varphi_Q} = \frac{\bar{U}}{\Delta U} \quad (18)$$

ergibt.

Um nun den Differenzwinkel für einen beliebigen Zeitpunkt  $t$  näherungsweise zu bestimmen, können die einzelnen Werte von  $\Delta\varphi(t=t_n)$

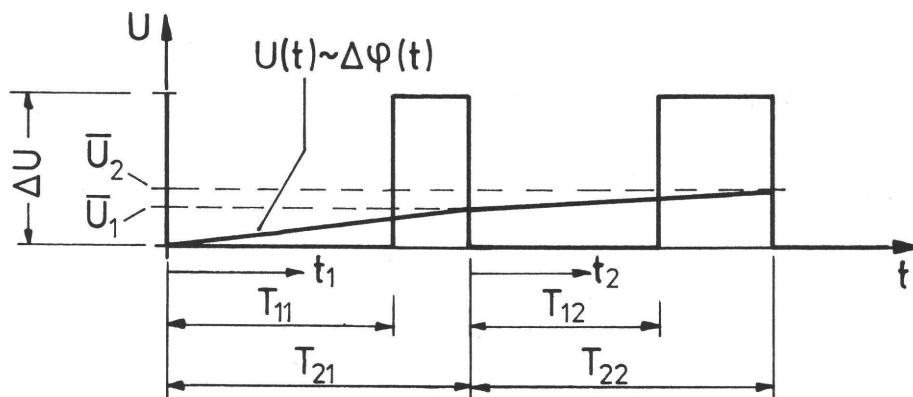


Abb. 20 Differenzwinkelverlauf  $\Delta\varphi(t)$  durch lineare Interpolation

linear interpoliert werden. Nach Abb. 20 ergeben sich diese durch Interpolation gewonnenen Werte für die 1. Periode aus

$$\frac{\Delta\varphi(t_1)}{\varphi_Q} = \frac{\bar{U}_1}{\Delta U} \cdot \frac{t_1}{T_{21}}$$

und für die 2. Periode

$$\frac{\Delta\varphi(t_2)}{\varphi_Q} = \frac{\bar{U}_2 - \bar{U}_1}{\Delta U} \cdot \frac{t_2}{T_{22}} + \frac{\bar{U}_1}{\Delta U}$$

bzw. mit

$$t = t_n + \sum_{i=1}^n \cdot T_{2i}$$

allgemein zu

$$\frac{\Delta\varphi(t)}{\varphi_Q} = \frac{\bar{U}_n - \bar{U}_{n-1}}{\Delta U} \left( \frac{t - \sum_{i=1}^{n-1} T_{2i}}{T_{2n}} \right) + \frac{\bar{U}_{n-1}}{\Delta U} \quad (19)$$

Weil in dieser Gleichung Zeiten vorkommen, die der Messung nicht zugänglich sind, läßt sie sich nicht benutzen. Mittels eines Tiefpaßfilters erster Ordnung /37/ kann jedoch mit einem vernachlässigbaren Zeitverzug aus dem rechteckförmigen Spannungsverlauf  $U(t)$  durch fortlaufende Mittelwertbildung ein geglätteter Spannungsverlauf  $\bar{U}(t)$  gebildet werden. Damit wird entsprechend Gl. (18) für eine beliebige Zeit  $t$

$$\frac{\Delta\varphi(t)}{\varphi_Q} \approx \frac{\bar{U}(t)}{\Delta U} \quad (20)$$

Aufgrund der Voraussetzung  $\frac{\Delta\varphi^*}{\varphi_Q} \leq 10^{-6}$  darf erwartet werden, daß

diese Näherung die Genauigkeitsforderung nicht nur nicht verletzt, sondern daß diese Näherung in Anbetracht der Tatsache, daß in Wirklichkeit die Drehwinkeländerungen stetig verlaufen, eher zu einer besseren Näherung führt als die lineare Interpolation. Der Nachweis dafür wird im folgenden noch experimentell erbracht.

Zur Durchführung des Verfahrens zur Differenzwinkelmessung /31/ sind die in Abb. 21 in Blockschaltbildform dargestellten Verfahrensschritte notwendig, nämlich

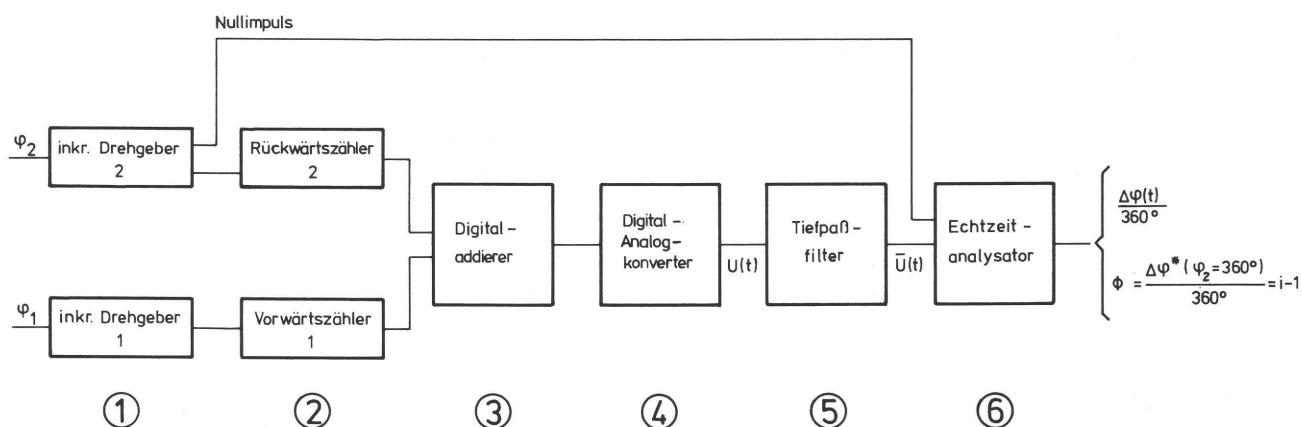


Abb. 21 Blockschaltbild des  $\Delta\varphi$  -Meßverfahrens

- 1) Umwandlung der Drehwinkel in Impulsfolgen mittels inkrementaler Drehgeber.
- 2) Zählung der Impulsfolgen in je einem Vorwärts- und einem Rückwärtszähler.
- 3) Fortlaufende Addition der Zählerstände in einem Digital-addierer.
- 4) Fortlaufende Wandlung des digitalen Additionsergebnisses in ein Analogsignal mittels eines Digital-Analogkonverters.
- 5) Bildung des fortlaufenden Mittelwertes des Analogsignales mittels eines Tiefpaßfilters.
- 6) Weiterverarbeitung des fortlaufenden Mittelwertes in einem Echtzeitanalysator zum Verlauf des bezogenen Differenzwinkels  $\frac{\Delta\varphi(t)}{360^\circ}$  bzw. zur Differenzwinkeländerung je Umdrehung

des zweiten Zylinders  $\frac{\Delta\varphi^*(\varphi_2=360^\circ)}{360^\circ}$ .

Dieser Wert wird zur Bestimmung der langfristigen Übersetzung benötigt und wird im folgenden mit Meßwert

$$\phi = \frac{\Delta\varphi^*(\varphi_2=360^\circ)}{360^\circ} = i-1 \quad (21)$$

bezeichnet.

Der Meßbereich dieser Differenzwinkelmeßmethode wird durch den Zusammenhang  $\frac{\Delta\varphi(t)}{\varphi_Q} = \pm 2^{Z-1}$  festgelegt, wobei Z der elektronisch genutzten Bitzahl der Zähler, des Addierers und des Digital-Analogkonverters entspricht. Wird der maximale Bereich überschritten, dann läuft der Digitaladdierer über und beginnt wieder von  $\frac{\Delta\varphi(t)}{\varphi_Q} = \mp 2^{Z-1}$  aus neu zu zählen. Jeder Überlauf entspricht deshalb einem Differenzwinkel  $\frac{\Delta\varphi}{\varphi_Q} = \pm 2^Z$ . Sollen große Differenzwinkeländerungen erfaßt werden, dann muß entweder die Bitzahl Z ausreichend groß gewählt werden, oder, was oft günstiger ist, man zählt die Überläufe mit. Im vorliegenden Anwendungsfall war die Bitzahl Z = 5 ausreichend.

Für die Bemessung der Strichzahl N der inkrementalen Drehgeber und des Tiefpaßfilters ist das Abtasttheorem von Shannon /38/ zu berücksichtigen. Angewandt auf die vorliegende Aufgabe verlangt es als Minimalforderung, daß die kleinste Abtastfrequenz  $f_{Tmin} = n_{min} \cdot N_{min}$  mindestens doppelt so hoch sein muß als die höchste Frequenz  $f_{max}(\Delta\varphi)$  im Frequenzspektrum des fouriertransformierten, tatsächlichen Differenzwinkelverlaufes. Wegen des Einschwingverhaltens realer Tiefpaßfilter ist es nach /38/ empfehlenswert, die Bedingung von Shannon auf die Forderung

$$f_{Tmin} = n_{min} \cdot N_{min} \geq 5 f_{max}(\Delta\varphi)$$

zu verschärfen. Daraus ergibt sich für die minimale Strichzahl

$$N_{\min} \geq 5 \cdot \frac{f_{\max}(\Delta\varphi)}{n_{\min}} \quad (22)$$

Die maximale Frequenz  $f_{\max}(\Delta\varphi)$  entspricht im Falle des Versuchsdruckwerkes der Eigenfrequenz des ungefesselten Zweizylinder-systemes. Mit dem Massenträgheitsmoment der Zylinder von  $\Theta = 1356 \text{ Nmms}^2$  und der Federsteifigkeit des jeweiligen Zylinderzapfens  $c = 3,39 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$  erhält man

$$f_{\max}(\Delta\varphi) = f_{\text{EIGEN}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c/2}{\Theta} + \frac{c/2}{\Theta}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{\Theta}} = 251,7 \text{ Hz}$$

Bei einer minimalen Drehzahl des Druckwerkes von  $n_{\min} = 0,2 \text{ s}^{-1}$  beträgt dann die erforderliche Strichzahl  $N$  der inkrementalen Drehgeber

$$N_{\min} \geq 5 \cdot \frac{f_{\max}(\Delta\varphi)}{n_{\min}} = 5 \cdot \frac{251,7}{0,2} = 6293$$

Für die Untersuchung wurden deshalb Drehgeber mit einer Strichzahl von  $N = 10000$  gewählt. Diese würde bei der Minimaldrehzahl  $n_{\min} = 0,2 \text{ s}^{-1}$  einer zulässigen maximalen Differenzwinkel-frequenz von

$$f_{\max}(\Delta\varphi) = \frac{N \cdot n_{\min}}{5} = 400 \text{ Hz}$$

entsprechen, die von einem Tiefpaßfilter 1. Ordnung gerade noch durchgelassen werden darf. Entsprechend wurde das Tiefpaßfilter mit der Grenzfrequenz  $f_G = 400 \text{ Hz}$  ausgewählt.

Die so gewonnene Abschätzung der Komponenten erwies sich als richtig, da alle Untersuchungen im gesamten Drehzahlbereich am Versuchsdruckwerk ohne Schwierigkeiten durchgeführt werden konnten.



Die Kalibrierung des nach dem Tiefpaßfilter vorliegenden Analog-signal $\bar{U}(t)$  ist sehr leicht, wenn man den Betriebszustand benutzt, bei dem der eine Zylinder steht und der andere Zylinder langsam mit nahezu konstanter Winkelgeschwindigkeit dreht. In diesem Fall liefert nur der eine inkrementale Drehgeber Impulse, die jeweils nach einem zurückgelegten Winkel  $\varphi_Q$  abgegeben werden und einen Spannungssprung  $\Delta U_i$  im Signal  $\bar{U}(t)$  erzeugen. Durch das Festhalten des einen oder des anderen Zylinders ergeben sich jeweils nur positive oder nur negative Spannungssprünge  $\Delta U_i$ . Es entstehen Treppenkurven, bei denen die jeweiligen Stufenhöhen  $\Delta U_i$  genau dem Quantisierungswinkel  $\varphi_Q$  entsprechen. Die Höhe der einzelnen Spannungssprünge kann im gesamten Meßbereich mit einem Digital-Voltmeter auf  $10^{-4}$  genau erfaßt werden. Linearität über den gesamten Meßbereich ist dann gegeben, wenn die einzelnen Spannungssprünge

$$\Delta U_1 = \Delta U_2 = \dots \Delta U_i$$

gleich groß sind. Aus der Messung der einzelnen Spannungssprünge ergab sich für  $\frac{\Delta\varphi}{\varphi_Q}$  ein maximaler Linearitätsfehler von  $\leq |10^{-3}|$ . Bezogen auf eine Umdrehung ist dann der Fehler für  $\frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \leq |10^{-7}|$ . Dieser Fehler liegt weit unterhalb des durch die Genauigkeitsforderung maximal zulässigen Fehlers von kleiner  $|10^{-5}|$ . Infolge dieser kleinen Abweichung darf der Kalibrierungsfaktor

$$\frac{\varphi_Q}{\Delta U_i} = \frac{\varphi_Q}{\frac{1}{2^Z} \cdot \sum_{i=1}^{2^Z} \Delta U_i} = \text{konst.}$$

gesetzt werden. Z ist hier wiederum die Bitzahl der digitalen Bausteine. Um die Linearität des Meßverfahrens innerhalb der Treppentufen zu überprüfen, ist ein weiterer spezieller Betriebszustand hilfreich, der dadurch gegeben ist, daß beide Zylinder mit konstanter, jedoch geringfügig voneinander abweichender, Winkelgeschwindigkeit drehen. Dieser Betriebszustand ergibt einen linear zunehmenden Differenzwinkel. Der angezeigte Differenzwinkel muß

in diesem Fall ebenfalls linear ansteigen. Da es nicht möglich ist, die Winkelgeschwindigkeiten der Zylinder ausreichend konstant zu halten, wurden die Impulsfolgen der inkrementalen Drehgeber durch zwei in stabilen Frequenzgeneratoren erzeugte Impulsfolgen ersetzt. Der angezeigte Differenzwinkelverlauf wurde im Echtzeitanalysator differenziert und die Steigungsabweichung des Verlaufes berechnet. Aus den gemessenen Steigungsabweichungen ergab sich ein Linearitätsfehler, der innerhalb des Digitalisierungsfehlers des Analog-Digitalwandlers des Echtzeitanalysators liegt. Der Linearitätsfehler ist deshalb  $\frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \leq |10^{-6}|$ . Da der Spannungswert  $\bar{U}(t)$  immer im Echtzeitanalysator verarbeitet wird, wird das Auflösungsvermögen des Verfahrens durch diesen Fehler begrenzt. Durch diese Begrenzung wird die Genauigkeitsforderung nicht verletzt.

Bei den beiden bisherigen Überprüfungen wurden mechanische Fehlerquellen nicht wirksam. Zu ihrer Bestimmung werden beide inkrementalen Drehgeber über ihre drehstarrten Kupplungen an die beiden Wellenenden eines der beiden Zylinder angeschlossen. Der tatsächliche Differenzwinkel  $\Delta\varphi(t)$  ist in diesem Falle wegen der hohen Starrheit des Zylinders gleich Null. Die gemessenen Differenzwinkeländerungen können hier nur durch Teilungsfehler der inkrementalen Drehgeber und durch Übertragungsfehler der Kupplungen verursacht werden.

Durch Kippen bzw. Versetzen der Montagehalterung eines der inkrementalen Drehgeber konnte bewiesen werden, daß der bei sorgfältiger Montage auftretende Achs- und Winkelversatz keine nachweisbare Veränderung in der gemessenen Differenzwinkelanzeige ergibt. Der Übertragungsfehler der benutzten Kupplungen ist daher vernachlässigbar.

Verdreht man dagegen die Strichscheibe des einen Drehgebers gegenüber der des anderen Drehgebers, so ergibt sich ein neuer Verlauf des gemessenen Differenzwinkels, der von demjenigen der vorangegangenen Position abweicht. Ursächlich dafür sind die Teilungsfehler der beiden inkrementalen Drehgeber, welche, wie auch die Prüfprotokolle des Herstellers zeigen, einen sinusförmigen Verlauf aufweisen

und deshalb auch zu sinusförmigen Abweichungen der gemessenen Differenzwinkel führen. Im Extremfall betrug der Fehler  $\frac{1}{5} \varphi_Q = 26''$ . Die Größenordnung dieses Fehlers verlangt insbesondere dann, wenn die Momentanübersetzungen von Verzahnung oder Schmitzringen bestimmt werden sollen, nach einer Korrektur, die wie folgt durchgeführt wird. Man stellt die beiden Strichscheiben vor Beginn der Messung des Fehlerverlaufes auf gleichzeitiges Eintreffen der von den Drehgebern pro Umdrehung einmal gelieferten Nullimpulse und wählt dann für die Messung des momentanen Differenzwinkelverlaufes die gleiche Ausgangslage. Dann kann der Fehlerverlauf zur Korrektur des Meßwertes benutzt werden. Damit wird praktisch wieder die Verfahrensgenauigkeit erzielt. Dies gilt insbesondere bei der Messung der Verzahnungsfehler, weil die Nullimpulse nach einer beliebigen Anzahl von Umdrehungen praktisch immer wieder aufeinanderfallen.

Bei der Bestimmung der oft nur wenig von  $i = 1$  abweichenden langfristigen Übersetzung der Reibradgetriebe mit Hilfe des Echtzeitanalysators ist es zur Erzielung der erforderlichen Genauigkeit notwendig, die Differenzwinkelabweichung über eine ausreichende Anzahl von Umdrehungen zu messen. Dabei versetzen sich die beiden Nullimpulse gegeneinander und man müßte den der Versetzung entsprechenden Fehlerverlauf eigentlich berücksichtigen.

Im Falle der Schmitzringe ist die Versetzung pro Umdrehung in der Größenordnung  $\phi < 10^{-4}$ . Mit dem sinusförmigen Fehlerverlauf der Amplitude von  $2 \cdot 10^{-5} = \frac{1/5 \varphi_Q}{360^\circ}$  ergibt sich dann aus der Fehlerbetrachtung ein maximaler Fehler für den Meßwert  $\phi$ , der kleiner als  $|10^{-8}|$  ist. Es dürfen daher ohne Verletzung der Genauigkeitsforderung von besser als  $|10^{-5}|$  die Differenzwinkelabweichungen über 100 Umdrehungen akkumuliert werden. Daraus folgt, daß zur Bestimmung der langfristigen Übersetzungen keine Korrektur erforderlich ist. Bei der Messung der momentanen Übersetzung der Schmitzringe ist jedoch, wie bei der Verzahnung, die Verwendung der Fehlerkorrektur notwendig. Während bei der Verzahnung die

Voreinstellung der Nullimpulse erhalten bleibt, verändert sich diese beim Reibradgetriebe Schmitzringe infolge des Weglaufens. Wenn man jedoch mit der Messung des Differenzwinkelverlaufes solange wartet, bis zwei Nullimpulse gleichzeitig eintreffen, dann kommt man offensichtlich mit der einen Korrekturkurve aus. Es hat sich gezeigt, daß der Experimentator es sehr schnell lernt, die beiden Strichscheiben so voreinzustellen, daß keine ungebührliche Wartezeit entsteht.

Beim Antrieb über die Zylinderballen versetzen sich die Reibräder so viel stärker gegeneinander, daß der Differenzwinkelwert automatisch erheblich größer wird als der maximale Summenteilungsfehler von  $2 \cdot 10^{-5}$ . In diesem Falle spielt der Fehler der Drehgeber gar keine Rolle mehr.

Zur Illustration der bisher durchgeführten Genauigkeitsüberlegungen sollen noch zwei Meßresultate vorgestellt werden. In Abb. 22 sind am Beispiel einer Zylinderverzahnung die nach jeweils einer ganzen Umdrehung ( $\varphi_2 = 360^\circ$ ) gemessenen  $\Delta\varphi$ -Werte

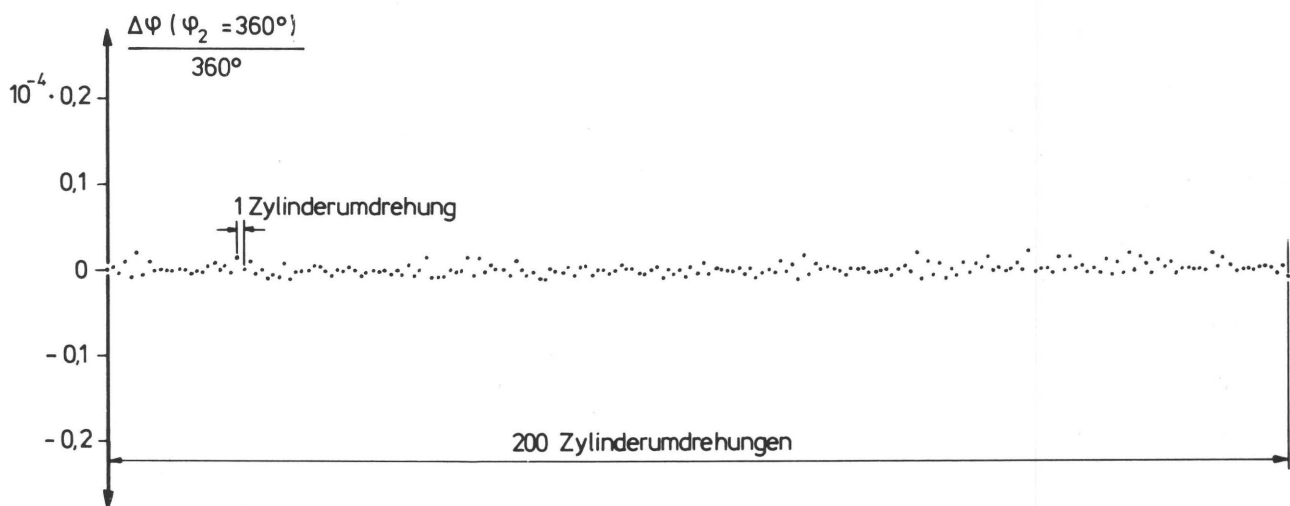


Abb. 22 Bezogene Differenzwinkelwerte nach jeweils einer ganzen Umdrehung ( $\varphi_2 = 360^\circ$ ) an der Verzahnung

über 200 Zylinderumdrehungen aufgezeichnet. Da die Differenz zwischen dem maximalen und dem minimalen  $\Delta\varphi$ -Wert nur  $3,7 \cdot 10^{-6}$  beträgt, bestätigt sich die Vorhersage, daß mit dem  $\Delta\varphi$ -Meßver-

fahren genauer als  $10^{-5}$  gemessen werden kann. Dies gilt umso mehr, als die Abweichungen der  $\Delta\varphi$  -Werte die Einflüsse der Wälzlagerung (vgl. Kapitel 3.6.1) enthalten.

Im Gegensatz zum formschlüssigen Antrieb kann die langfristige Übersetzung des Reibradgetriebes "Schmitzringe", wie schon ausgeführt, größer oder kleiner als  $i = 1$  sein. Dadurch verändert sich bei reibschlüssigem Antrieb der Differenzwinkel zwischen den beiden Zylindern von Umdrehung zu Umdrehung zunehmend in die eine oder andere Richtung. Wird nun nach jeweils einer Umdrehung ein  $\Delta\varphi$  -Wert aufgezeichnet, so zeigt sich, daß der Differenzwert zweier aufeinanderfolgender  $\Delta\varphi$  -Werte, d. h. der Meßwert  $\phi = i-1$ , sich bei unveränderten Parametern von Umdrehung zu Umdrehung praktisch nicht verändert, so daß sich beim Verbinden der  $\Delta\varphi$  -Werte eine Gerade ergibt. Ein gemittelter Wert für  $\phi = i-1$  kann daher aus der Steigung der Regressionsgeraden berechnet werden. Werden die Abweichungen der gemessenen  $\Delta\varphi$  -Werte von den  $\Delta\varphi$  -Werten der Regressionsgeraden berechnet, so liegen diese Abweichungen wie in Abb. 23 eingetragen, in der Größenordnung

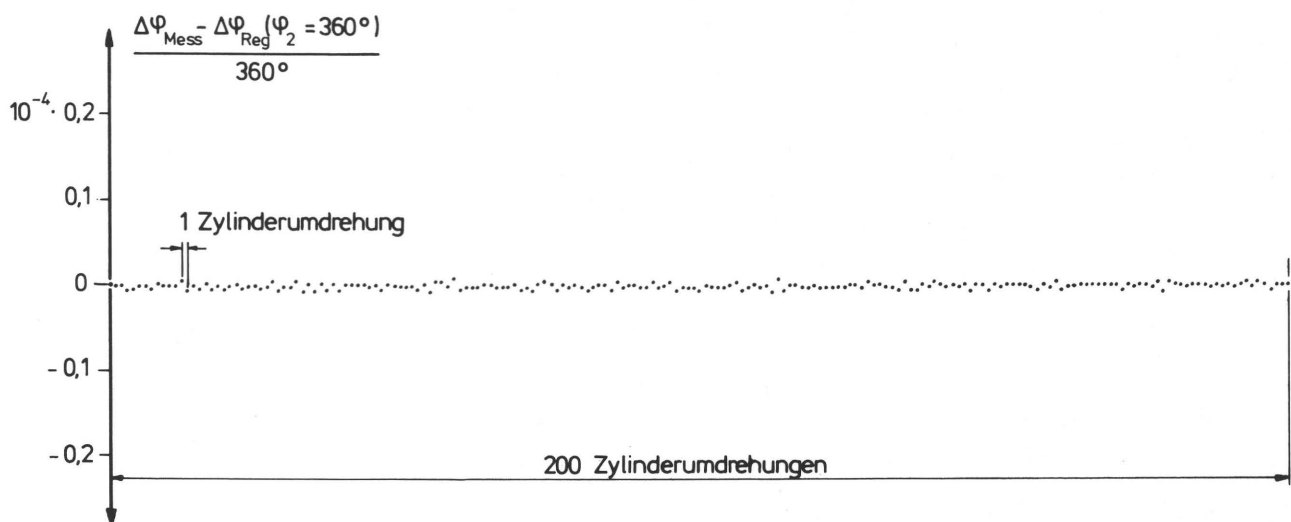


Abb. 23 Bezogene Abweichung der gemessenen  $\Delta\varphi$  -Werte von den  $\Delta\varphi$  -Werten der Regressionsgeraden nach jeweils einer ganzen Umdrehung ( $\varphi_2 = 360^\circ$ ) am Reibradgetriebe "Schmitzringe"

von  $|10^{-6}|$ . Dies bestätigt einerseits nochmals das hohe Auflösungsvermögen und andererseits auch, daß dieses über den gesamten  $\Delta\varphi$  -Meßbereich erhalten bleibt. Während der gesamten experimentellen Phase, die sich insgesamt über rund drei Jahre erstreckt hat, erwies sich das Meßverfahren innerhalb der aufgezeigten Fehlergrenzen als absolut zuverlässig.

Mit der Strichzahl  $N$  und der Impulsfolgefrequenz  $f$ , welche mit Hilfe eines Frequenzzählers ausreichend genau bestimmt werden kann, gilt für die Drehzahl

$$n = \frac{\dot{\varphi}}{2\pi} = \frac{f}{N} = \frac{f [\text{Hz}]}{10000} [\text{s}^{-1}] \quad (23)$$

Je nach Aufgabenstellung kann zur Drehzahlbestimmung die Impulsfolgefrequenz des treibenden oder des getriebenen Zylinders benutzt werden.

#### 2.3.5 Messung von Radial- und Differenzwinkelschwingungen

Radiale Zylinderbewegungen können wegen der hohen Umfangsgeschwindigkeit und der bis 1 kHz betragenden Schwingungsfrequenzen nur mit berührungslos arbeitenden Meßwertaufnehmern erfaßt werden. Daher wurden versuchsweise sogenannte Näherungsaufnehmer, wie sie zur Wellenüberwachung eingesetzt werden, benutzt. Diese arbeiten auf dem Wirbelstromprinzip. Da diese Aufnehmer im Bereich von ca. 10 MHz arbeiten, wird das Signal im wesentlichen nur durch die elektrische Leitfähigkeit der obersten Metallschicht bestimmt. Die Eindringtiefe des elektromagnetischen Feldes beträgt bei dieser Frequenz nur einige hundertstel Millimeter. Leider konnte dieses preisgünstige Verfahren nicht weiter eingesetzt werden, da die Schmitzringe der Versuchsmaschine aus hochlegierten Stählen gefertigt waren. Diese Legierungselemente waren so ungleichmäßig verteilt, daß durch die unterschiedliche elektrische Leitfähigkeit der Elemente der Meßwertaufnehmer auch ohne Abstandsänderung zur Oberfläche sehr große, sprunghafte Signalausschläge lieferte.

Kontrollmessungen am Zylinderballen bzw. an Drehteilen aus nichtlegiertem Stahl, bei denen parallel berührend gemessen wurde, erbrachten richtige Meßergebnisse. Der Fehler lag daher allein in der Inhomogenität des Schmitzringmaterials. Diese Meßmethode ist daher eher geeignet, Werkstoffinhomogenitäten in der Oberfläche nachzuweisen, nicht aber zur Abstandsmessung bewegter Oberflächen.

Zur Messung der Radialbewegung der Zylinder am Schmitzring wurde daher ein kapazitiver Aufnehmer einschließlich Elektronik entwickelt. Der Meßwertaufnehmer besteht aus einem 15x30 mm großen Metallplättchen, das parallel und in einem bestimmten Abstand  $s_0$  zur Schmitzringoberfläche montiert wird. Metallplättchen und Schmitzringoberfläche bilden einen Kondensator, der Element eines Schwingkreises ist. Durch die Änderung des Abstandes um  $\Delta s$  wird die Kapazität um  $\Delta C$  geändert und somit die Eigenfrequenz des Schwingkreises um  $\Delta f$  verschoben. Durch eine geeignete Schaltung erhält man eine der Abstandsänderung  $\Delta s$  proportionale Spannung  $U$ . Abb. 24 zeigt den Grundaufbau dieser Schaltung.

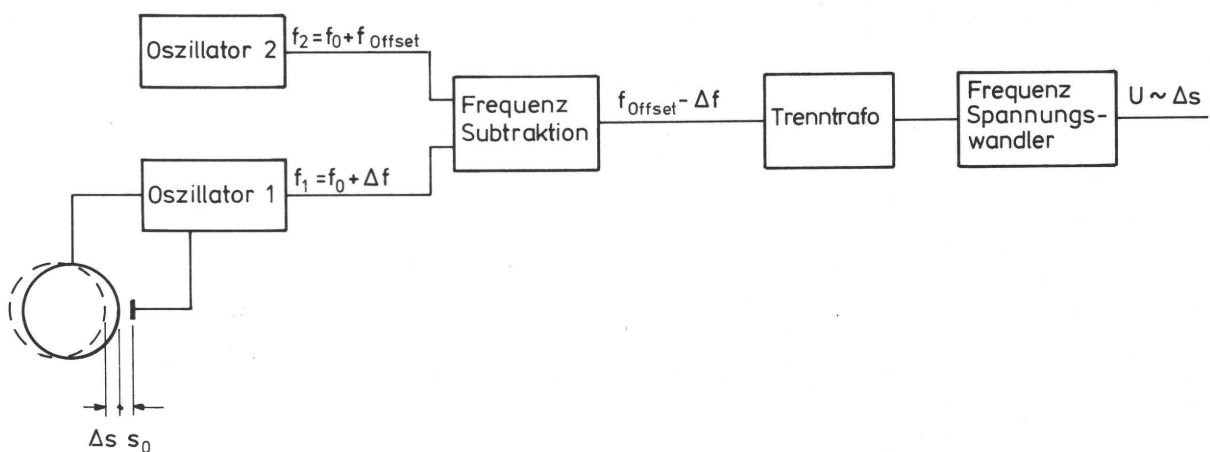


Abb. 24 Blockschaltbild des kapazitiven Wegmeßverfahrens

Der Oszillator 1 liefert, bestimmt durch die Kapazität des Meßkondensators, eine Frequenz  $f_1$ , die sich aus der Summe der Frequenz  $f_0$ , gegeben durch die Kapazität im Ausgangsabstand



$s_0$ , und der Frequenz  $\Delta f$ , gegeben durch die über die Abstandsänderung  $\Delta s$  entstehende Kapazitätsänderung  $\Delta C$  zusammensetzt. Der Oszillator 2 liefert eine stabile Frequenz  $f_2$ , die sich aus der Summe der gleichen Frequenz  $f_0$  und der Frequenz  $f_{\text{offset}}$  zusammensetzt. Durch die anschließende Frequenzsubtraktion erhält man eine Schwebefrequenz von  $f_{\text{offset}} - \Delta f$ . Diese Schwebefrequenz verändert sich mit dem Abstand des Aufnehmerplättchens zur Schmitzringoberfläche. Um eine Spannungspotentialtrennung zwischen der Maschine und den Meßgeräten zu erhalten, muß diese Frequenz über einen Trenntrafo geführt werden. Die Schwebefrequenz wird anschließend in einem Frequenzspannungswandler in ein Spannungssignal so umgewandelt, daß bei der Frequenz  $f_{\text{offset}} = 50 \text{ kHz}$  die Spannung  $U = 0 \text{ V}$  beträgt. Dadurch sind positive und negative Abstandsänderungen im Frequenzbereich von 0-10 kHz meßbar. Zur Messung der radialen Bewegungen des Zylinders sind zwei Wegaufnehmer erforderlich. Die folgende Abb. 25 zeigt, wie die beiden berührungslos messenden kapazitiven Wegaufnehmer am Schmitzring des unteren Plattenzylinders montiert sind.

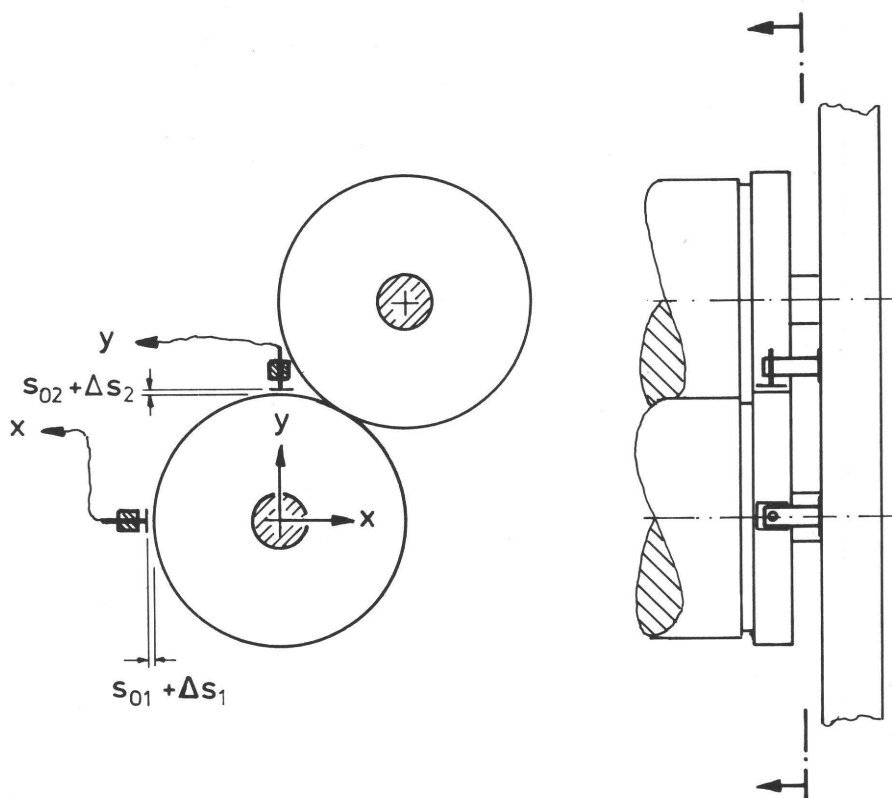


Abb. 25 Anordnung der Wegaufnehmer



Die vom Meßaufnehmer registrierte Abstandsänderung  $\Delta s$  zur Schmitzringoberfläche setzt sich aus vier verschiedenen Komponenten zusammen:

Bewegung infolge Schwingung des Zylinders,  
Achsbewegung infolge Lagerbewegung,  
Oberflächenkontur des Schmitzringes und  
Eigenbewegung der Aufnehmerhalterung.

Will man nur die Schwingung des Zylinders messen, so muß man die übrigen Bewegungen aus dem Meßsignal eliminieren. Dazu müßte man jedoch zuvor die einzelnen Anteile trennen. Ein direktes Ansprechen der einzelnen Anteile ist ohne zusätzliche aufwendige Meßtechnik nicht möglich. Daher wurde ein anderer Weg gewählt, der ebenso zu den gewünschten Ergebnissen führt, aber keine besondere Meßtechnik erfordert. Er beruht darauf, daß jedem Anteil ein eigenes Frequenzspektrum zugeordnet werden kann. Während die Lagerbewegung und die grobe Schmitzringkontur (Unrundheit) selbst bei Maximaldrehzahl in einem Frequenzbereich bis 20 Hz liegen, erzeugen die Schwingungen der Zylinder Frequenzen im Bereich von 100-350 Hz. Die Aufnehmerhaltung kann so abgestimmt werden, daß ihre niedrigste Eigenfrequenz oberhalb von 600 Hz liegt. Dann genügt ein einfaches Hoch-Tiefpaßfilter, um die ungewollten Signale ausreichend herauszufiltern. Kurzfrequente Oberflächenstörungen der Schmitzringe werden aufgrund der Ausdehnung der Kondensatorfläche des Aufnehmers abgeschwächt. Die Kalibrierung der kapazitiven Aufnehmer wurde mit einem bereits kalibrierten berührenden induktiven Wegaufnehmer vorgenommen. Dazu wurde dieser ebenfalls an der Halterung der kapazitiven Aufnehmer befestigt und direkt neben dem Metallplättchen auf die Schmitzringoberfläche aufgesetzt. Anschließend wurde ohne Hoch-Tiefpaßfilter die Oberflächenbewegung während einer Umdrehung des Schmitzringes simultan von beiden Aufnehmern aufgezeichnet. Aus den maximalen Schwankungen beider Meßkurven und unter Berücksichtigung der Abschwächung durch das Hoch-Tiefpaßfilter zwischen 100 und 350 Hz, ließ sich ein Kalibrierungsfaktor für die kapazitiven Aufnehmer berechnen. Das Meßsignal der Aufnehmer wird im Echtzeitanalysator mit diesem Faktor in ein Wegsignal umgerechnet.

Bei der Erprobung zeigte sich, daß das Meßsignal weder durch Ölspuren auf der Schmitzringoberfläche noch durch die Thyristorsteuerung des Antriebsmotores gestört wird. Es ist jedoch darauf zu achten, daß zu Beginn der Messung der Grundabstand  $s_0$  des Aufnehmerplättchens, d.h. 0 Volt am Signalausgang, kontrolliert bzw. mechanisch eingestellt wird.

Zur Messung der Differenzwinkelschwingung wird das in Kap. 2.3.4 beschriebene  $\Delta\varphi$ -Meßverfahren eingesetzt. Das Differenzwinkelsignal  $\Delta\varphi$  wird, um eine geometrische Zuordnung zu erhalten, winkelabhängig über eine Zylinderumdrehung aufgezeichnet. Zur eigentlichen Frequenzbestimmung ist zusätzlich eine zeitabhängige Aufzeichnung notwendig.

#### 2.4 Verarbeitung, Speicherung und Ausgabe der Meßsignale

Nach den in 2.3 beschriebenen Meßverfahren zur Erfassung der notwendigen physikalischen Größen ist zur erfolgreichen Durchführung des Experimentes die Verarbeitung, Speicherung und Ausgabe der Ergebnisse von ausschlaggebender Bedeutung. Die Vielzahl der Meßstellen sowie die Art der Meßsignale machen es erforderlich, die Daten aufzuzeichnen und abzuspeichern und anschließend nach den erforderlichen Methoden auszuwerten. Dies konnte nur durch den Einsatz eines frei programmierbaren Echtzeitanalysators bewältigt werden. Er ermöglicht die Abtastung eines Meßsignales mit einer maximalen Abtastfrequenz von 100 kHz. Insgesamt können 16 verschiedene Signale parallel aufgezeichnet werden. Da insgesamt erheblich mehr Meßstellen vorliegen, wurden für die jeweiligen Untersuchungen die wichtigsten Meßgrößen ausgewählt. Die in den Kernspeicher eingespielten Signale können während und nach der Aufzeichnung auf einem Bildschirm beobachtet werden. Die Eingangssignale wurden in Datenblöcke mit 1024 Abtastwerten in den Kernspeicher geschrieben. Die Abtastfrequenz wird wahlweise intern oder von einem externen Signalgeber erzeugt. Um Meßsignale während einer Zylinderumdrehung winkelabhängig aufzuzeichnen, wurden die externen Signale von dem am Plattenzylinderzapfen angeschlossenen Drehwinkelgeber erzeugt. Da dieser pro Umdrehung 10000 Impulse abgibt wurde diese Impulsfolge durch

eine selbst entwickelte Schaltung von 10000 auf 1024 Impulse umgewandelt. Dadurch entspricht die aufgezeichnete Zylinderumdrehung genau der Länge eines Datenblockes. Zur weiteren Verarbeitung ist es möglich, Operationen an den Datenblöcken und zwischen ihnen auszuführen. Neben den vielen durch die Betriebssoftware zur Verfügung stehenden Programmen wurden eigene Programme in BASIC oder FORTRAN IV zur Meßdatenverarbeitung eingesetzt. Das System ermöglicht außerdem Fourieranalysen und damit die Bestimmung der auftretenden Frequenzen. Zum Schutz vor irreversiblen Verarbeitungsschritten werden die Datenblöcke zuvor auf Disketten abgespeichert und damit gesichert. Das Ergebnis der Verarbeitung kann ebenfalls abgespeichert werden.

Die Ausgabe der verarbeiteten Daten erfolgte entweder über einen an das System angeschlossenen Digitalplotter, mit dem die grafische Aufbereitung der Ergebnisse möglich wurde, oder für Zahlen und Tabellen über ein schreibendes Terminal.

## 2.5 Versuchsstand

Die Beurteilung der Meßergebnisse erfordert einen genauen Überblick wo und wie gemessen wurde. Daher ist in Abb. 26 das Druckwerk der Versuchsmaschine mit Kennzeichnung der Einbaustellen der Meßwertaufnehmer abgebildet. Die Abb. 27 liefert einen optischen Eindruck des Versuchsstandes. Abb. 28 schließlich zeigt das Blockschaltbild der gesamten Meßeinrichtung.

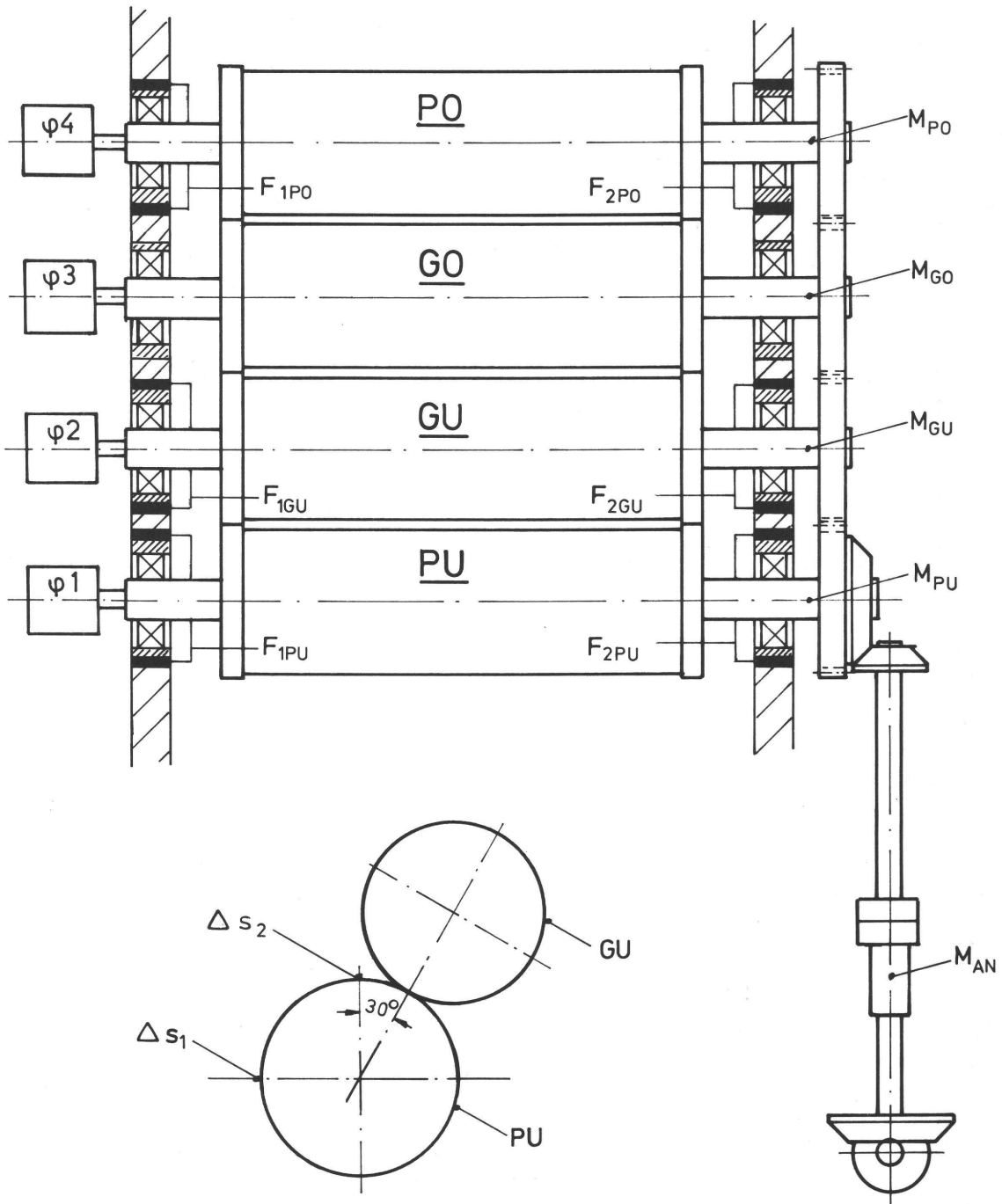


Abb. 26 Druckwerk mit Meßstellen

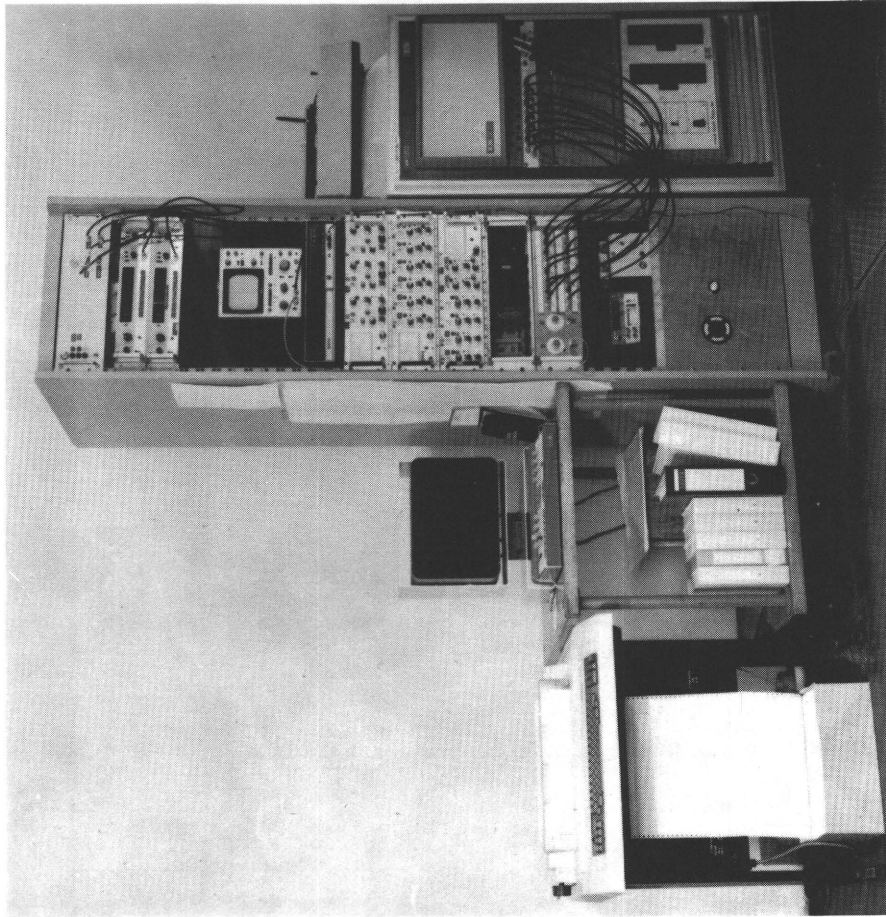
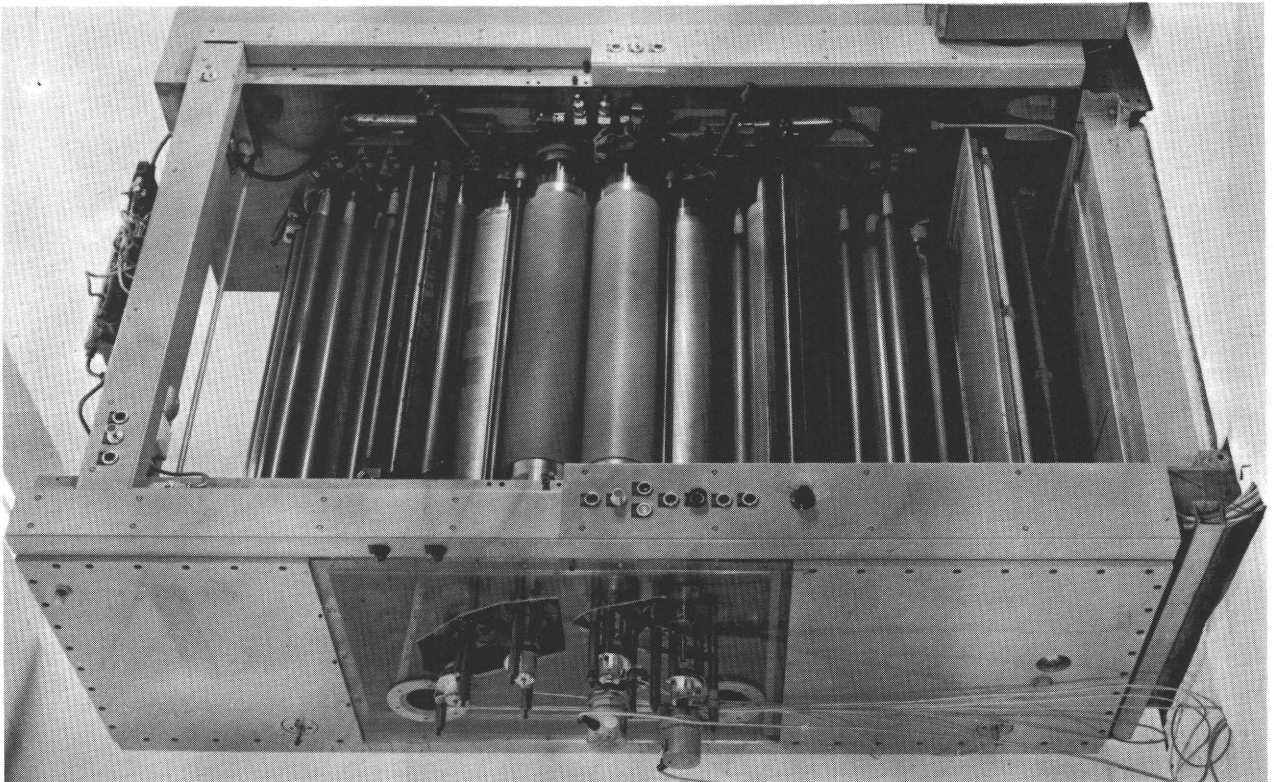
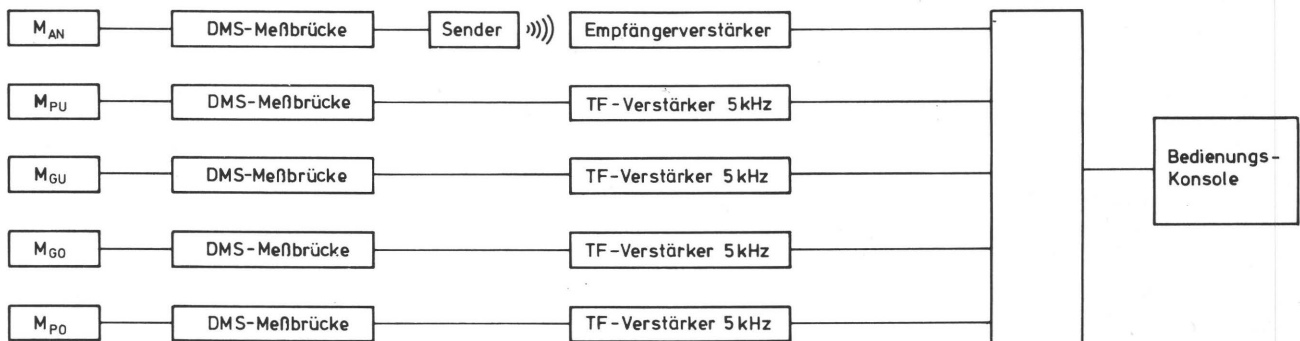


Abb. 27 Versuchsstand

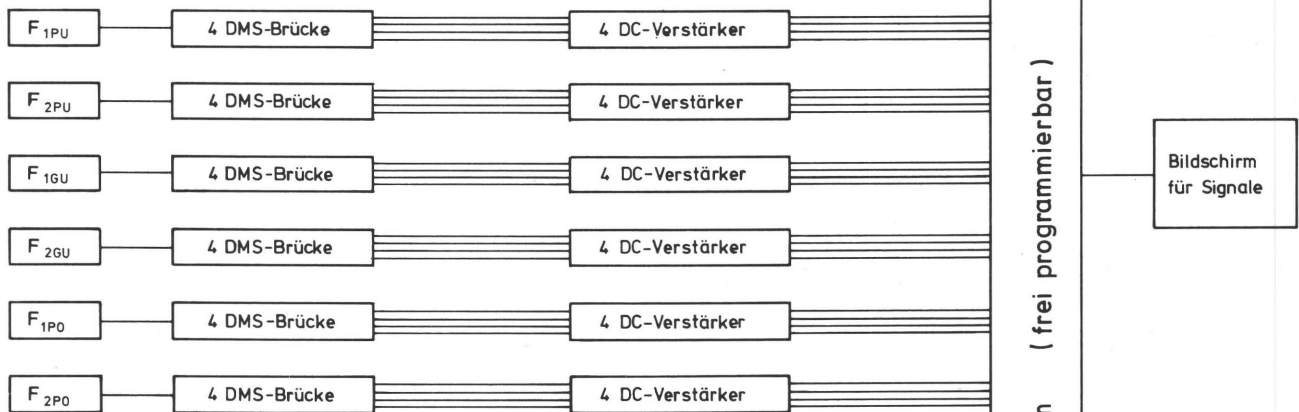




### Torsionsmoment



### Lagerkraft



### Abstand



### Drehzahl



### Differenzwinkel

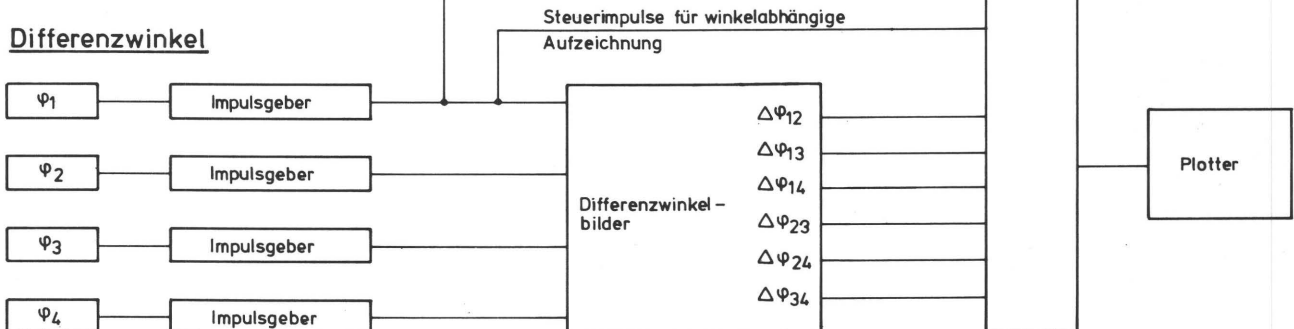


Abb. 28 Blockschaltbild des Versuchsstandes

### 3. Das Abrollverhalten der Antriebsmechanismen im Zweizylindersystem

Um das Antriebsverhalten eines Systemes aus parallelgeschalteten einzelnen Antriebsmechanismen zu verstehen, ist es notwendig, die Wirkungsweise, also das Abrollverhalten jedes einzelnen Antriebsmechanismus zu kennen. Es wird also im folgenden nach der Darstellung der allgemeinen Gleichungen jeder Antriebsmechanismus so behandelt, als wäre er völlig unabhängig von den anderen. Als kennzeichnend für dieses Verhalten wird hier die jeweilige Übersetzung

$$i_{ij} = \frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_j} \quad (24)$$

in den Vordergrund gestellt. Hierbei steht der Index  $i$  für treibend und der Index  $j$  für getrieben. Es wird dabei jeder Antriebsmechanismus als stationär und allein arbeitend betrachtet. Erst im Kapitel 3.6 wird - davon ausgehend - das Zusammenwirken mehrerer Antriebe untersucht und schließlich im Kapitel 4 auch auf die dynamischen, also instationären Einflüsse, eingegangen.

#### 3.1 Allgemeine Gleichungen für die Übersetzung

Für ein ideales Reibradgetriebe, bei dem sowohl das treibende Rad  $i$  als auch das getriebene Rad  $j$  unendlich steif sei, d.h. unverformt bleibe und bei dem in der Berührungszone stets Haften auftreten möge, ergibt sich die Übersetzung  $i_{ij}$  allein aus der geometrischen Übersetzung  $i_{oij}$ , ausgedrückt durch das Umfangsverhältnis zu

$$i_{ij} = i_{oij} = \frac{U_j}{U_i} \quad (25)$$

Beim realen Reibradgetriebe sind die obigen Bedingungen jedoch nicht erfüllt. Die Räder besitzen endliche Steifigkeiten. Dies führt einerseits bei Wirkung einer Normalkraft  $F_N$  zu Ein-drückungen und andererseits bei Wirkung eines Momentes am ge-

triebenen Rad  $j$  zu einer Schubverformung der Reibräder. Beide Verformungen bewirken eine Verzerrung der in die Berührungszone einlaufenden Umfangselemente /34/. Da diese tangentiale Verzerrung der Umfangselemente im Haftgebiet der Berührungszone erhalten bleibt, werden für die Übersetzung  $i_{ij}$ , die um die Tangentialverzerrungen  $\epsilon_{ti}$  und  $\epsilon_{tj}$  veränderten Umfänge wirksam. Die allgemeine Übersetzung des realen Reibradgetriebes ergibt sich dann zu

$$i_{ij} = \frac{U_j [1 + \epsilon_{tj}]}{U_i [1 + \epsilon_{ti}]} \quad (26)$$

Die Größenordnung und das Vorzeichen der jeweiligen Tangentialverzerrung  $\epsilon_t$  hängen von den Eindrücken  $x_i$  bzw.  $x_j$ , den Elastizitätsmoduli  $E$  bzw.  $E^*$ , den Querkontraktionszahlen  $\nu$ , den Richtungen der für die Momentenübertragung notwendigen Tangentialkräfte  $\vec{F}_T$  und der Drehzahl der Räder ab. Damit ergibt sich die Übersetzung zu

$$i_{ij} = \frac{U_j [1 + \epsilon_{tj}(x_j, E_j \text{ bzw. } E_j^*, \nu_j, \vec{F}_T, \dot{\phi}_j)]}{U_i [1 + \epsilon_{ti}(x_i, E_i \text{ bzw. } E_i^*, \nu_i, \vec{F}_T, \dot{\phi}_i)]} \quad (27)$$

Für den allgemeinen Fall, d.h. wenn die Eindrücke größer Null sind, wenn am getriebenen Rad  $j$  Momente wirken und einer oder beide Reibradwerkstoffe viskoelastisch sind, darf die jeweilige Tangentialverzerrung  $\epsilon_t$  als Überlagerung von drei Anteilen betrachtet werden. Diese sind der Verzerrungsanteil  $\epsilon_{tx}$  infolge der Eindrücke, der Verzerrungsanteil  $\epsilon_{tM}$  infolge der äußeren Momente und der Verzerrungsanteil  $\epsilon_{tV}$  infolge des viskoelastischen Momentes  $M_V$ . Die jeweilige Tangentialverzerrung  $\epsilon_t$  ergibt sich dann zu

$$\epsilon_t = \epsilon_{tx} + \epsilon_{tM} + \epsilon_{tV} \quad (28)$$



Auf die Größenordnung und das Vorzeichen von  $\epsilon_{tx}$  wirkt sich neben dem Elastizitätsmodul  $E$  vor allem die Querkontraktionszahl

$$\nu = \frac{E}{2G} - 1 \quad (29)$$

aus. Für einen ideal kompressiblen Werkstoff beträgt  $\nu = 0$  und für einen ideal inkompressiblen Werkstoff  $\nu = 0,5$ .

Die Tangentialverzerrung  $\epsilon_{tx}$  der Umfangselemente infolge Eindrückung zeigt Abb. 29 am Beispiel einer durch ein Stahlrad eingedrückten Gummiwalze. Der benutzte Werkstoff ist ein

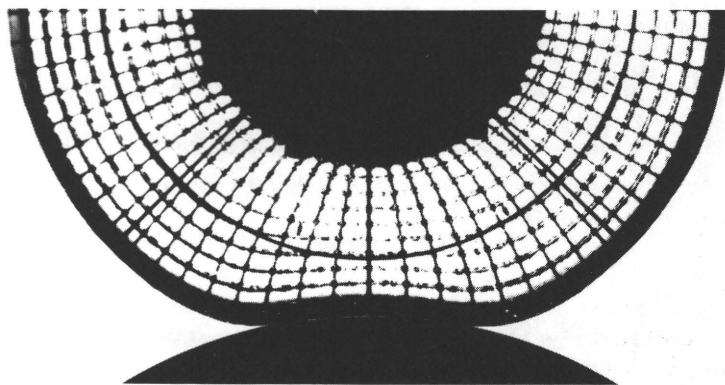


Abb. 29 Verformung einer eingedrückten Gummiwalze /26/

praktisch inkompressibles Elastomer. Durch die Eindrückung wird in diesem Fall das Volumen nach beiden Seiten verdrängt, wodurch die Umfangselemente, deutlich sichtbar, in der Rand- und Berührungszone gedehnt werden. Die die Übersetzung bestimmenden Umfangselemente im Haftbereich der Berührungszone sind also deutlich länger, d.h. es ist  $\epsilon_{tx} > 0$ .

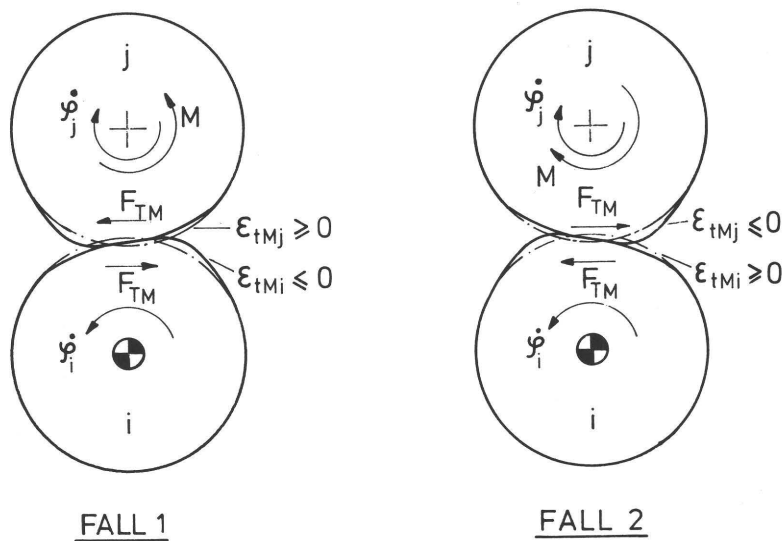
Im Gegensatz dazu wird bei kompressiblem Werkstoff das Volumen nicht verdrängt, sondern komprimiert. Diese Komprimierung bewirkt in der Berührungszone eine Verkürzung der Umfangselemente. Die die Übersetzung bestimmenden Umfangselemente im Haftbereich der Berührungszone werden in diesem Fall also kürzer, d.h. es ist  $\epsilon_{tx} < 0$ .

Die Tangentialverzerrung der Umfangselemente infolge Eindrückung kann daher  $\epsilon_{tx} \gtrless 0$  sein. Da je nach den Werkstoffeigenschaften der Räder bei einer gegebenen Zustellung  $x = x_i + x_j$  die Eindrückungen  $x_i \gtrless x_j$  sein können und andererseits

$v_i \gtrless v_j$  sein kann, können die Tangentialverzerrungen der einzelnen Räder infolge Eindrückung nach Größenordnung und Vorzeichen sehr verschieden sein.

Der zweite und dritte Anteil der Tangentialverzerrung der Umfangselemente  $\epsilon_{tM}$  und  $\epsilon_{tV}$  entsteht durch die Tangentialkräfte  $\vec{F}_{TM}$  und  $\vec{F}_{TV}$ , die in der Berührungszone zur Überwindung der äußeren und reibungsbedingten Momente und des viskoelastischen Momentes am getriebenen Rad j benötigt werden. Hierbei sind die Vorzeichen der Tangentialverzerrungen von der jeweiligen Wirkrichtung der Tangentialkräfte an den beiden Rädern abhängig.

Abb. 30 zeigt schematisch die Verformungen unter dem Einfluß eines äußeren Momentes M, welche für die Größe und das Vorzeichen der Tangentialverzerrungen  $\epsilon_{tMi}$  und  $\epsilon_{tMj}$  bestimmend sind.



Das Gleichheitszeichen gilt dann, wenn das betreffende Rad unendlich steif ist !!

Abb. 30 Verformung der Räder durch Schubspannungen

Im Fall 1 wirkt das Moment entgegen der Drehrichtung des getriebenen Rades  $j$ , d.h. es wirkt wie ein Bremsmoment. Die entstehende Tangentialkraft  $\vec{F}_{TM}$  führt am getriebenen Rad  $j$  zu einer Dehnung  $\epsilon_{tMj} > 0$  der Umfangselemente am Einlauf in die Berührungszone und am treibenden Rad  $i$  zu einer Stauchung, d.h. eine Tangentialverzerrung  $\epsilon_{tMi} < 0$  der Umfangselemente am Einlauf in die Berührungszone.

Im Fall 2 wirkt das Moment in Drehrichtung des getriebenen Rades  $j$ , d.h. es wirkt wie ein Antriebsmoment. Die entstehende Tangentialkraft  $F_{TM}$  wirkt nun entgegengesetzt zu Fall 1. Dadurch drehen sich auch die Vorzeichen der Tangentialverzerrungen  $\epsilon_{tMj}$  und  $\epsilon_{tMi}$  um. Es gilt jetzt  $\epsilon_{tMj} < 0$  und  $\epsilon_{tMi} > 0$ . Die Größenordnung der Tangentialverzerrungen  $\epsilon_{tMj}$  und  $\epsilon_{tMi}$  ist wiederum bei gegebener gleicher Tangentialkraft  $\vec{F}_{TM}$  von den Werkstoffeigenschaften der einzelnen Reibräder abhängig.

Neben den äußeren Momenten tritt bei viskoelastischen Reibradwerkstoffen auch das viskoelastische Moment auf. Abb. 31 zeigt

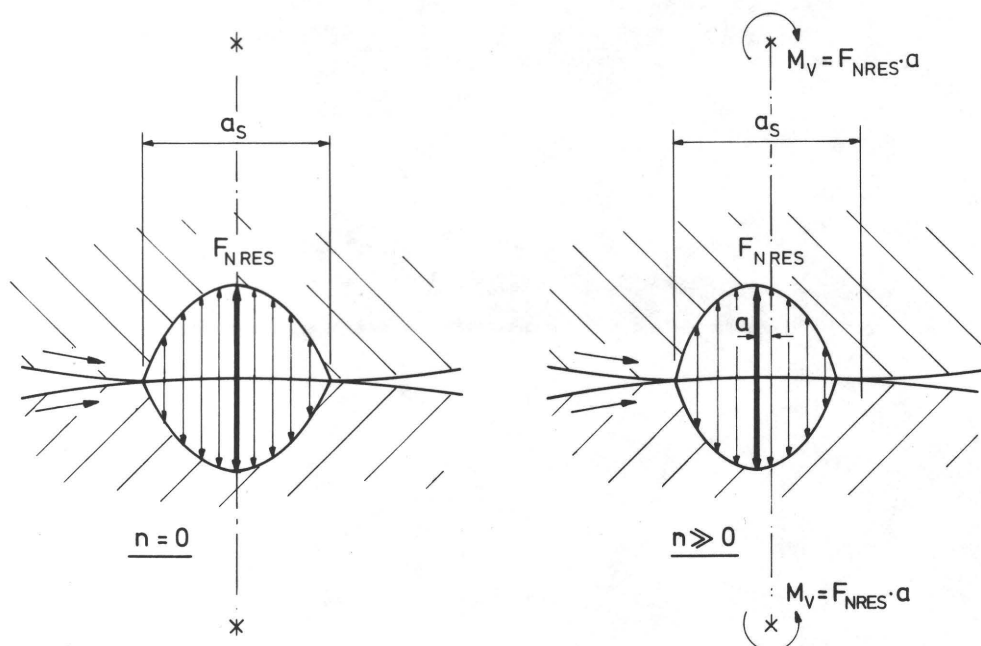


Abb. 31 Druckverteilung und viskoelastisches Moment

die Druckverteilung in der Berührungszone für die Drehzahlen  $n = 0$  und  $n \gg 0$ . Beim Stillstand der Räder ist die Druckverteilung symmetrisch zur Verbindungsline der Zylinderachsen.

Die resultierende Normalkraft  $F_{NRES}$  bewirkt kein Moment. Mit zunehmender Drehzahl verschiebt sich das Maximum der Druckverteilung und damit die resultierende Normalkraft  $F_{NRES}$  in Richtung der Einlaufseite der Berührungszone. Dies geschieht deshalb, weil im Gegensatz zu elastischen Werkstoffen bei viskoelastischen Werkstoffen die Dehnung gegenüber der Spannung phasenverschoben ist /Pfeiffer, 26/. Der Phasenwinkel nimmt mit zunehmender Drehzahl zu und damit auch die Verschiebung des Maximums der Druckverteilung. Hierdurch ergibt sich mit der resultierenden Normalkraft  $F_{NRES}$  und dem Hebelarm  $a$  das viskoelastische Moment zu

$$M_V = F_{NRES} \cdot a \quad (30)$$

Das viskoelastische Moment  $M_V$  wirkt immer entgegen der Drehrichtung des getriebenen Rades  $j$ . Damit gelten für die tangentialen Verzerrungen infolge des viskoelastischen Momentes immer die Vorzeichen aus dem Fall 1 der Abb. 30, d.h.  $\epsilon_{tVj} > 0$  und  $\epsilon_{tVi} < 0$ .

Werden nun für den allgemeinen Fall die Summe der Tangentialverzerrungen aus Gl. (28) in Gl. (26) eingesetzt, so ergibt sich die allgemeine Gleichung für die Übersetzung zu

$$\begin{aligned} i_{ij} &= \frac{U_j [1 + \epsilon_{txj} + \epsilon_{tMj} + \epsilon_{tVj}]}{U_i [1 + \epsilon_{txi} + \epsilon_{tMi} + \epsilon_{tVi}]} \\ &= i_{oij} \frac{[1 + \epsilon_{txj} + \epsilon_{tMj} + \epsilon_{tVj}]}{[1 + \epsilon_{txi} + \epsilon_{tMi} + \epsilon_{tVi}]} \end{aligned} \quad (31)$$

Da die Verzerrungen, wie durch die Meßergebnisse bestätigt wird, sehr klein sind, gilt mit guter Näherung  $\frac{1}{1+\epsilon} = 1-\epsilon$ . Dann wird

aus Gl. (31) mit der Tatsache, daß  $i_{oij} = \frac{U_j}{U_i} \simeq 1$  ist, die Übersetzung unter Vernachlässigung der Glieder 2. Ordnung zu

$$i_{ij} = i_{oij} + (\epsilon_{txj} - \epsilon_{txi}) + (\epsilon_{tMj} - \epsilon_{tMi}) + (\epsilon_{tVj} - \epsilon_{tVi}) \quad (32)$$

Die Summe der Differenzen der Tangentialverzerrungen wirkt sich auf das Abrollverhalten des Reibradgetriebes als Schlupf aus.

Die allgemeine Definitionsgleichung des Schlupfes lautet /12, S.123/

$$S_{ij} = 1 - \frac{\dot{\varphi}_j \cdot U_j}{\dot{\varphi}_i \cdot U_i} \quad (33)$$

Mit Gl. (24) und (25) wird daraus

$$S_{ij} = 1 - \frac{i_{oij}}{i_{ij}} \quad \text{oder} \quad \frac{i_{oij}}{i_{ij}} = 1 - S_{ij}$$

bzw. für die Übersetzung mit Gl. (31)

$$i_{ij} = \frac{i_{oij}}{1 - S_{ij}} = i_{oij} \left[ \frac{1 + \epsilon_{txj} + \epsilon_{tMj} + \epsilon_{tVj}}{1 + \epsilon_{txi} + \epsilon_{tMi} + \epsilon_{tVi}} \right]$$

Da die auftretenden Schlupfwerte sehr klein sind, gilt mit guter Näherung  $\frac{1}{1-S} = 1+S$ . Der Schlupf wird dann

$$S_{ij} = \frac{1 + \epsilon_{txj} + \epsilon_{tMj} + \epsilon_{tVj}}{1 + \epsilon_{txi} + \epsilon_{tMi} + \epsilon_{tVi}} - 1$$

Aus den gleichen Gründen, die von Gl. (31) auf Gl. (32) führten, darf geschrieben werden

$$S_{ij} = (\epsilon_{txj} - \epsilon_{txi}) + (\epsilon_{tMj} - \epsilon_{tMi}) + (\epsilon_{tVj} - \epsilon_{tVi}) \quad (34)$$

Werden den Verzerrungsdifferenzen Schlupfanteile zugeordnet dann entsteht aus Gl. (34)

$$S_{ij} = S_{xij} + S_{Mij} + S_{Vij} \quad (35)$$

Für die Übersetzung kann deshalb nach Gl. (32) auch

$$i_{ij} = i_{oij} + S_{xij} + S_{Mij} + S_{vij} = i_{oij} + S_{ij} \quad (36)$$

geschrieben werden, wobei  $i_{oij}$  den geometrischen Anteil der Übersetzung,  $S_{xij}$  den Teilschlupf infolge Eindrückungen,  $S_{Mij}$  den Teilschlupf infolge äußerer Momente und  $S_{vij}$  den Teilschlupf infolge des viskoelastischen Momentes darstellt.

Meßtechnisch können die einzelnen Anteile der Übersetzung nicht direkt erfaßt werden. Es ist nur möglich, die Gesamtübersetzung  $i_{ij}$  zu bestimmen. Ausgehend von der Gl. (24) erhält man durch Erweiterung

$$i_{ij} = \frac{\dot{\phi}_i}{\dot{\phi}_j} = \frac{\dot{\phi}_j}{\dot{\phi}_j} + \frac{\dot{\phi}_i - \dot{\phi}_j}{\dot{\phi}_j} = 1 + \frac{\dot{\phi}_i - \dot{\phi}_j}{\dot{\phi}_j} \quad (37)$$

Wird in diese Gleichung der im Kapitel 2.3.4 eingeführte Meßwert  $\phi_{ij} = \frac{\dot{\phi}_i - \dot{\phi}_j}{\dot{\phi}_j}$  eingesetzt, entsteht für die Übersetzung

$$i_{ij} = 1 + \phi_{ij} = i_{oij} + S_{xij} + S_{Mij} + S_{vij} \quad (38)$$

Für die vier Anteile der Übersetzung  $i_{ij}$  steht also nur ein Meßwert zur Verfügung. Eine exakte Aussage über einen Anteil wäre daher nur möglich, wenn die anderen drei Anteile systembedingt Null wären.

Eine weitere Information über die Anteile der Übersetzung  $i_{ij}$  ergibt sich aus einem zusätzlichen Meßwert  $\phi_{ij}$ , der dadurch entsteht, daß die Antriebsrichtung im Reibradgetriebe unter Beibehaltung der Drehrichtung vertauscht wird. Um eine übersichtliche Bezeichnung der dann gültigen Gleichungen zu erhalten, wird das eine Rad mit dem Index P einem Plattenzylinder zugeordnet und das andere Rad mit dem Index G einem Gummi-

zylinder ( $P = i$  oder  $j$  und  $G = j$  oder  $i$ ). Wird nun der geometrische Anteil  $i_{oij}$  analog zu  $i_{ij}$  aus Gl. (38) zu

$$i_{oij} = 1 + \phi_{oij} \quad (39)$$

geschrieben, dann ergeben sich für die beiden Antriebsrichtungen folgende Zusammenhänge.

Für den Antrieb von P nach G gilt

$$i_{PG} = 1 + \phi_{PG} = 1 + \phi_{oPG} + S_{xPG} + S_{MPG} + S_{VPG} \quad (40)$$

und für den Antrieb von G nach P

$$i_{GP} = 1 + \phi_{GP} = 1 + \phi_{oGP} + S_{xGP} + S_{MGP} + S_{VGP} \quad (41)$$

Durch Addition der Meßwerte  $\phi_{PG}$  und  $\phi_{GP}$  erhält man aus Gl. (40) und Gl. (41)

$$\phi_{PG} + \phi_{GP} = (\phi_{oPG} + \phi_{oGP}) + (S_{xPG} + S_{xGP}) + (S_{MPG} + S_{MGP}) + (S_{VPG} + S_{VGP}) \quad (42)$$

und durch Subtraktion

$$\phi_{PG} - \phi_{GP} = (\phi_{oPG} - \phi_{oGP}) + (S_{xPG} - S_{xGP}) + (S_{MPG} - S_{MGP}) + (S_{VPG} - S_{VGP}) \quad (43)$$

Die folgenden grundlegenden Zusammenhänge gelten unabhängig von der Art des Reibradgetriebes und können daher direkt zur Vereinfachung der Gl. (42) und (43) eingesetzt werden.

Für die geometrische Übersetzung gilt für den Antrieb von P nach G

$$i_{oPG} = \frac{U_G}{U_P}$$

und für den Antrieb von G nach P

$$i_{oGP} = \frac{U_P}{U_G}$$

Daher ergibt sich der Zusammenhang

$$i_{oPG} = \frac{1}{i_{oGP}} \quad (44)$$

der unter Einbeziehung der Gl. (39) zu

$$1 + \Phi_{oPG} = \frac{1}{1 + \Phi_{oGP}}$$

wird und für kleine  $\phi$ -Werte zu dem in Gl. (42) und (43) einsetzbaren Zusammenhang

$$\Phi_{oPG} = -\Phi_{oGP} \quad (45)$$

führt.

Für den Teilschlupf infolge Eindrückung gilt allgemein

$$S_{xij} = (\epsilon_{txj} - \epsilon_{txi})$$

bzw. für die beiden Antriebsrichtungen

$$S_{xPG} = (\epsilon_{txG} - \epsilon_{txP}) \quad (46)$$

$$S_{xGP} = (\epsilon_{txP} - \epsilon_{txG}) \quad (47)$$

Da beim Wechsel der Antriebsrichtung die Eindrückungen und



die Werkstoffeigenschaften erhalten bleiben, bleiben auch die Vorzeichen und die Größen der Tangentialverzerrungen  $\epsilon_{txp}$  und  $\epsilon_{txG}$  erhalten. Somit ergibt sich, wie aus Gl. (46) und (47) ersichtlich, der Zusammenhang

$$S_{xPG} = -S_{xGP} \quad (48)$$

Für den Schlupf infolge des viskoelastischen Momentes gilt allgemein, daß dieses immer als Bremsmoment wirkt, also unabhängig von der Antriebsrichtung  $S_V > 0$  ist. Da zudem auch hier die viskoelastischen Werkstoffeigenschaften und damit auch die Druckverteilung in der Berührungszone mit ihrer verschobenen resultierenden Normalkraft  $F_{NRES}$  erhalten bleiben, muß also auch der Betrag des Schlupfes erhalten bleiben. Somit gilt

$$S_{VPG} = S_{VGP} = S_V > 0 \quad (49)$$

Werden nun die allgemein gültigen Zusammenhänge aus den Gln. (39), (45), (48) und (49) in die Gl. (42) und (43) eingesetzt, so erhält man

$$\Sigma \phi = \frac{1}{2} (\phi_{PG} + \phi_{GP}) = \frac{1}{2} (S_{MPG} + S_{MGP}) + S_V \quad (50)$$

$$\Delta \phi = \frac{1}{2} (\phi_{PG} - \phi_{GP}) = i_{oPG} - 1 + S_{xPG} + \frac{1}{2} (S_{MPG} - S_{MGP}) \quad (51)$$

Der aus den Meßwerten  $\phi_{PG}$  und  $\phi_{GP}$  gewonnene Wert  $\Sigma \phi$  zeigt hierbei den Anteil der Übersetzung, der von der Tangentialkraft  $\vec{F}_T = \vec{F}_{TM} + \vec{F}_{TV}$  abhängig ist. Der Wert  $\Delta \phi$  zeigt dagegen die von der Tangentialkraft  $\vec{F}_T$  unabhängigen Größen, wenn die äußeren und reibungsbedingten Momente an beiden Zylindern gleich groß sind und gleiche Vorzeichen haben, d.h.

$$\frac{1}{2} (S_{MPG} - S_{MGP}) = 0 \text{ ist.}$$

### 3.2 Formschlüssiger Antrieb über Stirnräder

Wie schon in Kapitel 1.3 erwähnt, arbeitet das Offsetdruckwerk indirekt, d.h. die Druckform überträgt die Farben nicht direkt auf den Bedruckstoff, sondern indirekt über den Zwischenträger Gummituch des Gummizylinders. Daher besteht die Hauptforderung an den Antrieb der Zylinder in der winkelgetreuen Abwicklung. Abweichungen davon führen zu kaum sichtbaren Verschiebungen am einzelnen Druckpunkt, die jedoch den Gesamtfarbeindruck merklich verändern können. Um diese Forderung, d.h.  $\Delta\varphi(t) = \varphi_i(t) - \varphi_j(t) = 0$  möglichst genau erfüllen zu können, werden in Offsetdruckwerken meist schrägverzahnte Stirnräder eingesetzt, deren Qualität mindestens 5 ist. Bezüglich der obigen Herleitung für die allgemeine Übersetzung  $i_{ij}$  stellt der Antrieb über Stirnräder einen Sonderfall dar. Einerseits verhindert der Formschluß den Schlupf, d.h.  $S_{ij} = 0$  und andererseits wird das Verhältnis der Umfänge  $\frac{U_j}{U_i}$  durch das Verhältnis der Zähnezahlen  $\frac{Z_j}{Z_i}$  festgelegt.

Damit erhält man aus der allgemeinen Gl. (36)

$$i_{ij} = i_{oij} + S_{ij}$$

mit  $i_{oij} = \frac{Z_j}{Z_i}$  die Übersetzung der Stirnräder zu

$$i_{ij}(Z) = \frac{Z_j}{Z_i} \quad (52)$$

In der Regel ist  $i_{ij}(Z) = 1$ , d.h. die Zylinder sind gleich groß. In seltenen Fällen ist  $i_{ij}(Z) = 2$ , noch seltener ist  $i_{ij}(Z) = 3$ . Die Meßwerte  $\phi_{pG} = i_{pG}(Z) - 1$  und  $\phi_{GP} = i_{GP}(Z) - 1$  und damit  $\Sigma_\phi$  und  $\Delta_\phi$  sind allerdings nur dann praktisch gleich Null, wenn sie beim Eingriff der gleichen Zahnpaarung, also immer nach einer ganzen Umdrehung (des größeren Rades) abgegriffen werden.

In der dazwischen liegenden Periode weichen im allgemeinen die Echtzeitwerte von Null ab. Dies bedeutet, daß Winkelabweichungen  $\Delta\varphi(t)$  auftreten, und daß die Momentanübersetzung periodisch von der durch das Verhältnis der Zähnezahlen gemäß Gl. (52) definierten Übersetzung abweicht. Abb. 32 zeigt

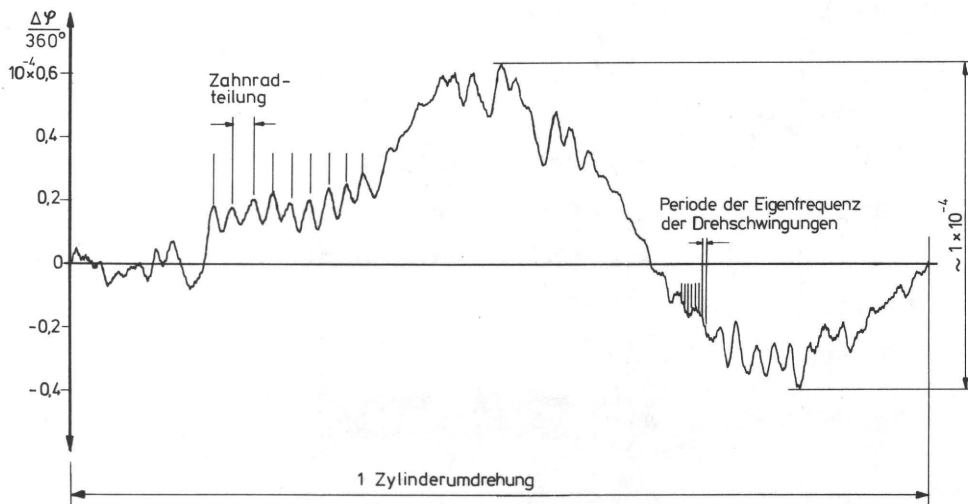


Abb. 32 Gleichlauffehler der Verzahnung

für die Verzahnung der beiden unteren Zylinder der Versuchsmaschine den Verlauf des bezogenen Differenzwinkels  $\Delta\varphi(t)/360^\circ$  über eine Zylinderumdrehung bei einer Drehzahl von  $n = 1 \text{ s}^{-1}$ . Durch das Entfernen der Gummütücher und durch das Vorhandensein eines Lichtspaltes zwischen den Schmitzringen über der ganzen Umdrehung wurde sichergestellt, daß der Antrieb nur über die Stirnräder erfolgte. Der Gummizylinder wurde während der Messung nur durch das Lagerreibmoment  $M_L < 1 \text{ Nm}$  gebremst. Die Abweichung des Differenzwinkels  $\Delta\varphi$  setzt sich aus drei Anteilen zusammen. Der niederfrequente Anteil tritt sinusförmig einmal pro Zylinderumdrehung auf. Er wird durch die nicht ganz zentrische Montage eines oder beider Zahnräder verursacht. Die Differenz zwischen  $\Delta\varphi_{\max}$  und  $\Delta\varphi_{\min}$  führt in diesem Beispiel am Umfang der Zylinder zu einer Verschiebung von rund  $0,06 \text{ mm}$ . Verschiebungen dieser Größenordnung können zu sichtbaren Passerfehlern führen. Der nächst höherfrequente Anteil wird durch Teilungsfehler verursacht. Diese Abweichung des Differenzwinkels tritt entsprechend der Zähnezahl 46 mal pro Umdrehung auf. Jede dieser

Eingriffsstörungen regt die Zylinder zu Drehschwingungen an, welche zum dritten Anteil der Drehwinkelabweichung führen. Die angeregte Eigenfrequenz beträgt für das untersuchte Druckwerk  $f_{\text{EIGEN}} = 280 \text{ Hz}$ .

Die höherfrequenten Störungen wirken sich bei niedrigerer Drehzahl nicht auf den Druck aus, da ihre Schwingungsamplituden sehr gering sind. Bei höherer Drehzahl kann jedoch die Zahneingriffsfrequenz mit der Drehschwingungseigenfrequenz  $f_{\text{EIGEN}}$  zusammenfallen, wodurch die Amplitude der Drehschwingung so stark ansteigen kann, daß sie sich im Druck in Form von Querstreifen bemerkbar machen kann. Dieser Fall tritt auf, wenn die Drehzahl der Maschine

$$n_{\text{Krit}} = \frac{f_{\text{EIGEN}}}{Z} \quad (53)$$

beträgt. Im vorliegenden Beispiel wird  $n_{\text{Krit.}} = \frac{280}{46} = 6,09 \text{ s}^{-1}$ . Im allgemeinen arbeiteten früher die Druckereien ausreichend unter dieser kritischen Drehzahl.

Heute liegt die Betriebsdrehzahl oft höher, so daß seit der Herstellung des Versuchsdruckwerkes eine wesentliche Steigerung der Verzahnungsqualität notwendig war. Nur durch diese Maßnahme wurde es möglich, die kritische Drehzahl ohne Erzeugung von Makulatur (Druckausschuß) durchfahren zu können. Ebenso wichtig ist selbstverständlich das Vermeiden des Unrundlaufes infolge unsorgfältiger Montage der Zahnräder.

### 3.3 Reibschlüssiger Antrieb über die Schmitzringe

Zur Übertragung der Druckfarbe vom Plattenzylinder auf den Gummizylinder bzw. vom Gummizylinder auf den Bedruckstoff ist in der Berührungszone der Zylinderballen eine ausreichende Druckspannung erforderlich. Diese wird durch die Eindrückung des Gummituches erzeugt. Die Zylinderoberflächen sind durch mindestens je einen Kanal unterbrochen, der zum Spannen der Druckplatte bzw. des Gummituches dient. Bei jedem Kanaldurch-

gang bricht die Druckspannung zusammen. Die Zylinderballen werden in radialer Richtung entlastet. Der Spannkalandurchgang, d.h. der Zusammenbruch und Wiederaufbau der Druckspannung erfolgt in extrem kurzer Zeit, bei Rollenmaschinen in nur etwa 1 ms. Diese kurzzeitige Druckkraftänderung bewirkt eine breitbandige Anregung von Biege- und Torsionsschwingungen. Zur Verringerung dieser Schwingungsanregungen wird in schnellaufenden Maschinen die Systemsteifigkeit durch den Einsatz von sog. Schmitzringen erhöht. Schmitzringe sind Laufringe, die sich beidseitig direkt neben den Zylinderballen befinden und vorgespannt aufeinander laufen (Abb. 33). Das Einbringen der

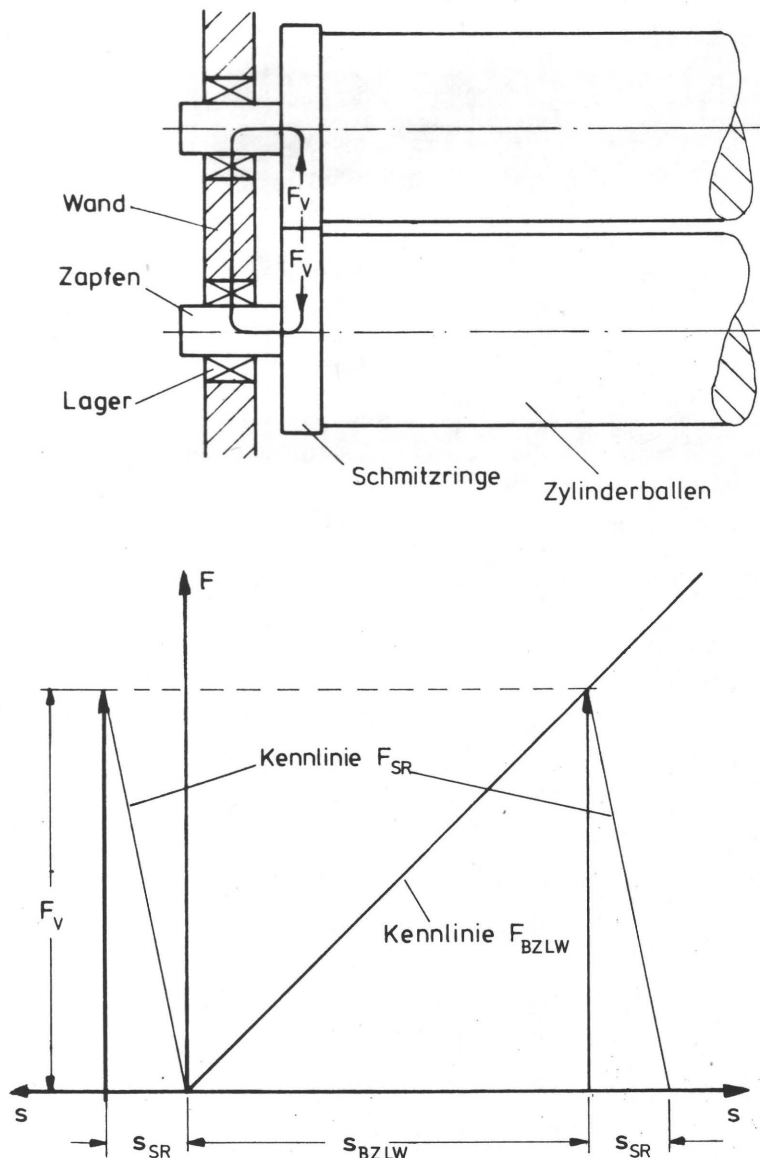


Abb. 33 Druckwerk mit vorgespannten Schmitzringen

Vorspannung geschieht im allgemeinen dadurch, daß die Achsabstände der Zylinderlager mittels Exzenterbüchsen kleiner gemacht werden als der Schmitzringdurchmesser. Durch diese Vorspannung wird jedes Schmitzringpaar zu einem Reibradgetriebe. Der Nenndurchmesser der Schmitzringe entspricht dem Teilkreisdurchmesser der Zahnräder.

Die Wirkung der Vorspannung läßt sich im Diagramm (Abb. 33) veranschaulichen, in welchem die auf jeder Maschinenseite auf Ballen, Zapfen, Lager und Wand wirkende Kraft  $F_{BZLW}$  und die Schmitzringkraft  $F_{SR}$  dargestellt werden. Durch die Vorspannkraft  $F_V$  wird einerseits das System Ballen, Zapfen, Lager und Wand gedehnt (positive Verzerrung  $s_{BZLW}$ ) und andererseits die Schmitzringe eingedrückt (negative Verzerrung  $s_{SR}$ ). Durch eine Parallelverschiebung der Schmitzringkennlinie kann das Vorspannungsdiagramm des Druckwerkes gebildet werden.

Wirken ausschließlich und allein die Schmitzringe als Antriebsmechanismen, wie in diesem Kapitel vorausgesetzt, dann entspricht die Vorspannkraft  $F_V$  der auf die Schmitzringe wirkenden Normalkraft  $F_N$ . Die Normalkraft  $F_N$  bleibt, wie die Messung der Lagerkräfte bestätigt hat, über der Umdrehung und bei unterschiedlicher Drehzahl innerhalb der Meßgenauigkeit von  $10^{-2}$  konstant. Das Verhalten beim Wirken einer zusätzlichen Druckkraft  $F_D$  wird später noch beschrieben.

Im Gegensatz zum formschlüssigen Antrieb, bei dem das maximal zulässige Torsionsmoment durch die maximal zulässige Zahnfuß- und Zahnflankenbeanspruchung begrenzt wird, ist beim reibschlüssigen Getriebe das maximale Moment durch den Zusammenhang

$$M_{\max} \leq \frac{1}{2} d \cdot F_{T\max} = \frac{1}{2} d \cdot \mu \cdot F_N \quad (54)$$

gegeben.

Durch das Format der Maschine ist der Durchmesser  $d$  konstruktiv vorgegeben. Das maximal übertragbare Moment wird deshalb durch die Normalkraft  $F_N$  und den Reibungskoeffizienten  $\mu$  bestimmt.

Bei der Betrachtung des Reibungskoeffizienten  $\mu$  stellt sich nun die Frage, ob es sich um einen Gleit- oder Haftreibungskoeffizienten handelt. Neuere theoretische und experimentelle Ergebnisse von Krause /22/ und Heinrich /24/ zeigen, daß für den Reibungskoeffizienten der Gleitreibungskoeffizient eingesetzt werden muß, selbst wenn in der Berührungszone eine Haftzone auftritt (Abb. 34). Die Breite dieser Haftzone  $a_H$  ergibt

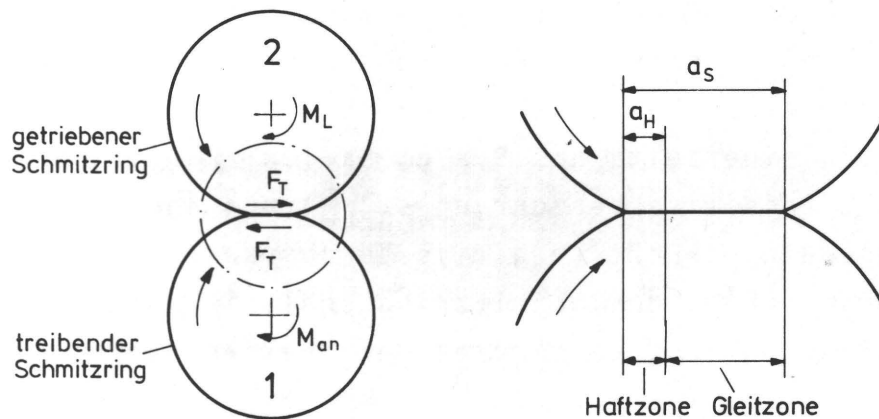


Abb. 34 Berührungszone der Schmitzringe

sich nach /25/ mit der Hertz'schen Berührungsbreite

$$a_S = 2 \sqrt{\frac{8(1-\nu)^2 \cdot F_N}{E \cdot l \left( \frac{2}{d_1} + \frac{2}{d_2} \right)}}$$

zu

$$a_H = a_S \sqrt{1 - \frac{F_T}{\mu F_N}}$$

In Abhängigkeit von dem in der Berührungszone zu übertragenden Moment sind daher vier Fälle zu unterscheiden.

- Für  $F_T = 0$  ergibt sich  $a_H = a_S$ , d.h. die berührenden Oberflächen haften aneinander.
- Für  $0 < F_T < \mu F_N$  bildet sich am Auslauf der Berührungszone eine Gleitzone aus, d.h.  $0 < a_H < a_S$ .

- Für  $F_T \approx \mu F_N$  strebt die Länge der Haftzone gegen Null, d.h.  $a_H \approx 0$ .
- Für  $F_T > \mu F_N$  tritt reines Gleiten in der ganzen Berührungszone auf. Die Oberflächen rutschen durch, d.h.  $a_H = 0$ .

Der Reibungskoeffizient  $\mu$  ist vom Schmierzustand der Oberflächen abhängig. In der Praxismaschine ist dieser dadurch gekennzeichnet, daß die Schmitzringoberflächen einen vorwiegend dem Korrosionsschutz dienenden Schmiermittelfilm tragen, der so dünn ist, daß der einlaufseitige Spalt nie überflutet wird. Es findet also immer metallische Berührung statt. Da im allgemeinen zudem  $F_T \ll F_N$  ist, gilt für den Fall des praxisgerechten Schmierzustandes  $F_T < F_{Tmax} = \mu F_N$ . Durchrutschen tritt dann nicht ein, d.h. es ist im allgemeinen immer mit einer Haftzone zu rechnen. Die experimentellen Ergebnisse bestätigen diese Vorstellung. Es konnte experimentell jedoch auch nachgewiesen werden, daß bei nicht praxisgerechter Spaltüberflutung mit einem Schmieröl ausreichender Viskosität Durchrutschen auftreten kann.

Während beim formschlüssigen Antrieb die Übersetzung  $i_{ij}$  durch das Zähnezahlverhältnis eindeutig festgelegt ist, setzt sich die Übersetzung  $i_{ij}(SR)$  des Reibradgetriebes "Schmitzringe" entsprechend der allgemeinen Gl. (36) aus einem geometrischen Anteil und einem Schlupfanteil zusammen. Es gilt:

$$i_{ij}(SR) = i_{oij} + S_{ij}$$

Da die Schmitzringwerkstoffe rein elastisch sind, entsteht kein viskoelastisches Moment, d.h. es ist der Teilschlupf  $S_{vij} = 0$ . Da außerdem die Steifigkeiten beider Reibräder gleich sind ( $E_i = E_j$ ) und die Umfänge ungefähr gleich lang sind ( $U_i \approx U_j$ ), wird aus Symmetriegründen der Teilschlupf infolge Eindrückung  $S_{xij}$  ebenfalls zu Null. Der Schlupfanteil der Übersetzung  $S_{ij}$  besteht daher nur aus dem Teilschlupf  $S_{Mij}$ , der aus den äußeren und den reibungsbedingten Momenten entsteht. Die Übersetzung des Reibradgetriebes "Schmitzringe" lautet dann

$$i_{ij}(SR) = i_{oij} + S_{Mij} = \frac{U_j}{U_i} + S_{Mij} \quad (55)$$



Die Bestimmung des Umfangsverhältnisses ist über eine Längenmessung kaum möglich, da die Sollumfänge gleich groß sind und die aus der Fertigungstoleranz entstehende, auf den Sollumfang bezogene Umfangsdifferenz weniger als  $5 \cdot 10^{-5}$  beträgt. Die einzige Möglichkeit, eine Aussage über die Anteile der Übersetzung  $i_{ij}(\text{SR})$  zu machen, besteht, wie in 3.1 beschrieben, in der Messung der über eine Meßzeit  $T$  gemittelten Werte  $\phi_{PG} = i_{PG}(\text{SR}) - 1$  und  $\phi_{GP} = i_{GP}(\text{SR}) - 1$  für die beiden Antriebsrichtungen (Gl. (40) und (41)).

Bei der Wahl der Meßzeit  $T$  muß unbedingt darauf geachtet werden, daß  $T$  gleich oder ein Vielfaches der Periodendauer der Übersetzung  $i_{ij}(t)$  ist. Wie beim formschlüssigen Antrieb, bei dem Verzahnungs- oder Montagefehler innerhalb einer Zylinderumdrehung, d.h. innerhalb einer Periode zu Abweichungen von der durch das Zähnezahlverhältnis eindeutig festgelegten Übersetzung führen, existieren auch beim Reibradgetriebe mit gleichen Sollumfängen, bedingt durch die Fertigungstoleranz innerhalb der Reibradumdrehung, Abweichungen von der Übersetzung  $i_{oij} = \frac{U_j}{U_i}$ . Da die Umfänge  $U_i$  und  $U_j$  in der Regel nicht genau gleich groß sind, müßten, um die geometrische Übersetzung exakt zu bestimmen, die Reibräder solange aufeinander abwälzen, bis sich die bei Beginn des Abwälzens berührenden Umfangselemente der Reibräder wieder deckungsgleich berühren. Bei extrem kleinen Umfangsdifferenzen, wie sie im Fall des Reibradgetriebes Schmitzringe auftreten, wird diese Bedingung in der Regel erst nach fast unendlich vielen Umdrehungen erfüllt. Da jedoch benachbarte Umfangselemente der geschliffenen Schmitzringe sich im Radius kaum unterscheiden, weil die Perioden der Oberflächenwelligkeit vergleichsweise groß sind, treffen nach einer Umdrehung praktisch unverändert lange Radien aufeinander. Nachdem auch nach 10 Umdrehungen der auf den Sollumfang bezogene Betrag der Umfangsversetzung kleiner als  $5 \cdot 10^{-4}$  ist, wurde zum Zweck der Elimination von Quantisierungsfehlern der digitalen Meßwertverarbeitung die Meßzeit  $T$  so festgelegt, daß das getriebene Reibrad exakt 10 Umdrehungen durchführt.

Während der Untersuchungen am Zweizylindersystem bestand das

äußere Moment des jeweils getriebenen Zylinders nur aus dem Lagerreibmoment, also einem Bremsmoment. Damit ist der Teilschlupf infolge äußerer Momente unabhängig von der Antriebsrichtung immer größer Null ( $S_{Mij} > 0$ ). Da außerdem die Lagerung der beiden Zylinder hinsichtlich Typ, Größe, Belastung und Schmierung gleich ist, kann davon ausgegangen werden, daß die Lagerreibung beider Zylinder ungefähr gleich groß ist. Damit darf der Schlupf nach beiden Antriebsrichtungen als gleich groß angenommen werden, d.h.

$$S_{MPG} \approx S_{MGP} \approx S_M > 0 \quad (56)$$

Unter dieser Voraussetzung wird aus den allgemeinen Gln. (50) und (51) mit  $S_{xij} = 0$  und  $S_V = 0$

$$\Sigma \phi = \frac{1}{2} (\phi_{PG} + \phi_{GP}) = S_M \quad (57)$$

und

$$\Delta \phi = \frac{1}{2} (\phi_{PG} - \phi_{GP}) = i_{oPG} - 1 = \Delta i_{PG}(SR/Z) \quad (58)$$

$\Delta i_{PG}(SR/Z)$  ist die Abweichung von der Sollübersetzung, d.h. von der Übersetzung der Verzahnung, die in der Regel  $i_{PG}(Z) = 1$  beträgt. Der aus den Meßwerten gewonnene Wert  $\Sigma \phi$  entspricht also dem Schlupf  $S_M$  und stellt den antriebsrichtungsunabhängigen Anteil der Übersetzung dar. Mit Gl. (39) ergibt sich aus dem antriebsrichtungsabhängigen Wert  $\Delta \phi$  die geometrische Übersetzung zu

$$i_{oPG} = 1 + \Delta \phi = \frac{U_G}{U_P} \quad (59)$$

Diese geometrische Übersetzung  $i_{oPG}$  des Reibradgetriebes "Schmitzringe" muß mit der Übersetzung des formschlüssigen Antriebes  $i_{PG}(Z)$  übereinstimmen, damit zwischen dem Antrieb über die Stirnräder und dem Antrieb über die Reibräder keine

Verspannung auftritt. Ist die Übersetzung  $i_{oPG}$  größer bzw. kleiner als  $i_{PG}(Z)$ , so verspannen sich die beiden Antriebe in die eine bzw. in die andere Richtung, d.h. es entsteht ein Blindmoment  $M_B$ , das als äußeres Moment auf das Reibradgetriebe "Schmitzringe" einwirkt. Wegen des formschlüssigen Antriebes gilt

$$i_{PG}(Z) \stackrel{!}{=} i_{PG}(SR) = i_{oPG} + S_{MBPG}(SR/Z) \quad (60)$$

Der vom Blindmoment erzeugte Schlupf ist ein Ausgleichsschlupf  $S_{MBPG}(SR/Z)$  zur Anpassung der Reibradgetriebeübersetzung an die Übersetzung der Verzahnung und beträgt somit

$$S_{MBPG}(SR/Z) = i_{PG}(Z) - i_{oPG} = -\Delta i_{PG}(SR/Z) \quad (61.1)$$

Bei Umkehr der Antriebsrichtung gilt entsprechend

$$S_{MBGP}(SR/Z) = i_{GP}(Z) - i_{oGP} = -\Delta i_{GP}(SR/Z) = \Delta i_{PG}(SR/Z) \quad (61.2)$$

Durch Einsetzen der Gl. (59) entsteht für den Regelfall

$$i_{PG}(Z) = i_{GP}(Z) = 1$$

$$S_{MBPG}(SR/Z) = 1 - i_{oPG} = -\Delta \phi = -\Delta i_{PG}(SR/Z) = -S_{MBGP}(SR/Z)$$

und daraus

$$\Delta \phi = \Delta i_{PG}(SR/Z) = i_{oPG} - i_{PG}(Z) = -S_{MBPG}(SR/Z) \quad (62)$$

Wenn  $S_{MBPG} = -S_{MBGP} \neq 0$  ist, tritt in der Berührungszone der Schmitzringe ein Gleitbereich auf. Die Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}$  bzw. ihr Absolutwert  $|\Delta i_{PG}|$  ist deshalb ein Maß für den

zu erwartenden Verschleiß durch Gleiten. Bei den heutigen Fertigungsmethoden sind die Übersetzungsabweichungen im allgemeinen so geringfügig, daß kein Durchrutschen auftritt, also immer eine Resthaftzone erhalten bleibt.

Aus der Abweichung  $\Delta i_{PG}(SR/Z)$  kann bei Einsetzen des Sollradius für  $r_P$  und unter Annahme ideal kreisförmiger Reibräder eine rechnerische Abweichung  $\Delta r$  zum Radius  $r_G$  wie folgt berechnet werden

$$\Delta i_{PG}(SR/Z) = i_{oPG} - i_{PG}(Z) = \frac{r_G}{r_P} - 1 = \frac{\Delta r}{r_P} \quad (63)$$

Damit wird die rechnerische Abweichung  $\Delta r = r_G - r_P$  zu

$$\Delta r = \Delta i_{PG}(SR/Z) \cdot r_P \quad (64)$$

In der folgenden Tabelle sind die an den beiden unteren Zylindern gemessenen Übersetzungen  $i_{PG}(SR)-1$  und  $i_{GP}(SR)-1$  für das Schmitzringpaar Seite 1 (Bedienungsseite) und das Schmitzringpaar 2 (Antriebsseite) mit den daraus berechneten Größen des gemittelten Schlupfes  $S_M$ , der geometrischen Übersetzung  $i_{oPG}$ , sowie die Abweichung  $\Delta i_{PG}(SR/Z)$  von der Sollübersetzung  $i_{PG}(Z) = 1$  und das berechnete  $\Delta r$  für den Sollradius  $r_P = 100,2 \text{ mm}$  aufgeführt. Die Normalkraft  $F_N$  betrug  $15 \text{ kN/Seite}$ . Die Schmitzringoberfläche war mit Aceton entfettet worden. Die Messungen wurden bei einer Drehzahl von  $n = 0,2 \text{ s}^{-1}$  aufgenommen. Um die Verhaltensweise beider Schmitzringpaare unabhängig voneinander zu erfassen, war es notwendig, ein Schmitzringpaar durch Abheben von maximal  $10 \text{ }\mu\text{m}$  (deutlicher Lichtspalt in jeder Zylinderposition) zu entlasten. Die dadurch entstehende Kippung liegt damit in der Größenordnung des fertigungsbedingten Konizitätsfehlers. Die gemessenen Werte sind deshalb mit einem geringen Fehler behaftet.

	Schmitzringe (Seite 1)	Schmitzringe (Seite 2)
$i_{PG}(SR)-1 = \phi_{PG}$	$-0,125 \cdot 10^{-4}$	$0,24 \cdot 10^{-4}$
$i_{GP}(SR)-1 = \phi_{GP}$	$0,25 \cdot 10^{-4}$	$-0,06 \cdot 10^{-4}$
$S_M$	$0,0625 \cdot 10^{-4}$	$0,09 \cdot 10^{-4}$
$i_{oPG} = \frac{U_G}{U_P}$	0,9999812	1,000015
$\Delta i_{PG}(SR/Z) = -S_{MBPG}(SR/Z)$	$-0,188 \cdot 10^{-4}$	$0,15 \cdot 10^{-4}$
$\Delta r = r_G - r_P$	$-0,00188 \text{ mm}$	$0,0015 \text{ mm}$

Die angeführten, nach Gl. (64) berechneten Werte von  $\Delta r = r_G - r_P$  geben Richtung und Betrag der Radiendifferenz zwischen den Schmitzringen beim Sollradius von  $r = 100,2 \text{ mm}$  an. Sie zeigen, wie gering die Abweichungen der Radien sind. Dennoch genügen diese geringen Abweichungen, um die beiden Antriebsmechanismen, d.h. den formschlüssigen Antrieb durch die Zahnräder und den reibschlüssigen Antrieb durch die Schmitzringe untereinander zu verspannen. Die Werte von  $\Delta r$  zeigen, daß der Plattenzylinderschmitzring auf Seite 1 größer ist als der Gummizylinderschmitzring. Beim Antrieb vom Plattenzylinder zum Gummizylinder geht die Übersetzung ins Schnelle. Beim Schmitzringpaar auf Seite 2 sind die Verhältnisse umgekehrt. Der Antrieb vom Plattenzylinder zum Gummizylinder geht ins Langsame. Die jeweiligen Schlupfe  $S_M$  der beiden Schmitzringpaare unterscheiden sich nur geringfügig um den Betrag von  $0,0275 \cdot 10^{-4}$ . Die Ursache dafür liegt vermutlich in den nicht ideal gleichen Bedingungen hinsichtlich Reibbeiwert und Normalkraft, sowie in dem zur Durchführung dieser Messung notwendigen leichten Kippen der Zylinder, um jeweils nur ein Schmitzringpaar zu belasten.

Läßt man nun in Anlehnung an die Praxis beide Schmitzringpaare unter gleicher Vorspannung aufeinander abrollen, dann verspannen sich die beiden Reibradgetriebe untereinander. Es entsteht ein Blindmoment, das auf die beiden Reibradgetriebe ent-

gegengesetzt gleich wirkt, d.h. zu entgegengesetzt gleichem Ausgleichsschlupf führt. Es muß deshalb eine Übersetzung entstehen, die zwischen den Übersetzungen der einzelnen aneinander abrollenden Schmitzringpaare liegen muß. Aus Symmetriegründen muß die gemeinsame Übersetzung dem Mittelwert der beiden jeweiligen Übersetzungen entsprechen. Gleichfalls muß die gemeinsame Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  gegenüber der Sollübersetzung dem Mittelwert der beiden jeweiligen Übersetzungsabweichungen entsprechen. Es gilt für diesen Mittelwert also

$$\Delta i_{PG}(SR-SR/Z) = \frac{1}{2} [\Delta i_{PG}(SR/Z)(\text{Seite 1}) + \Delta i_{PG}(SR/Z)(\text{Seite 2})] \quad (65)$$

Im vorliegenden Fall ergibt sich mit den Zahlen aus der Tabelle  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  (gerechnet) =  $\frac{1}{2} \cdot (0,188 \cdot 10^{-4} + 0,15 \cdot 10^{-4}) = -0,019 \cdot 10^{-4}$ . Die Messung der gemeinsamen Übersetzungsabweichung ergab den Wert  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  (gemessen) =  $0,035 \cdot 10^{-4}$ . Die nachfolgende Abb. 35 zeigt, daß der gerechnete und der gemessene Wert erstaunlich gut übereinstimmen. Die Abweichung wird verständlich, wenn daran gedacht wird, daß z.B. die Vorspannung, der Schmierzustand und die Oberflächenrauigkeit auf beiden Seiten doch voneinander abweichen können. (In Anbetracht der absoluten Größe der oben betrachteten Werte ist nochmal an das hohe Auflösungsvermögen der neuen Differenzwinkelmeßmethode zu erinnern. Die Nachmessung der oben benutzten Werte nach 1 1/2 Jahren hat maximale Abweichungen von  $\pm 0,01 \cdot 10^{-4}$  ergeben. Damit ist die behauptete Genauigkeit der Meßmethode zusätzlich bestätigt).

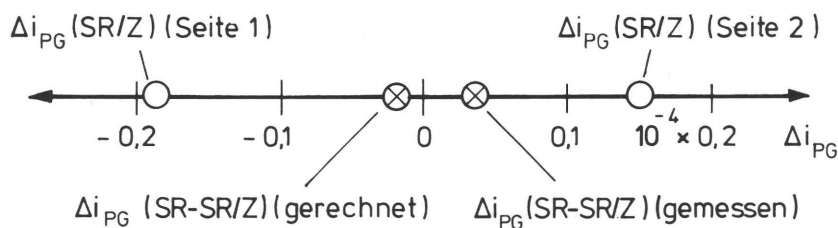


Abb. 35 Gerechnete und gemessene Werte  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$

Wirken beide Schmitzringpaare gleichzeitig, so findet in den Berührungszonen, bedingt durch die unterschiedliche Übersetzung der Schmitzringpaare, auch ohne äußeres Moment eine Vergrößerung der Gleitzzone statt, die zu einem weiteren Verschleißanteil führt.

Wirkt ein zusätzliches äußeres Moment, im vorliegenden Fall das Reibmoment  $M_L$  der Lager, so führt dieses zu einem zusätzlichen Schlupfanteil  $S_{ML}$ , der sich dem Schlupfanteil  $S_{MBPG}(SR/SR)$  überlagert. Es entsteht der Schlupf

$$S_M = S_{MBPG}(SR/SR) + S_{ML}$$

Währenddem der erste Schlupfanteil  $S_{MBPG}(SR/SR)$  durch die Geometrie allein festgelegt ist, wird der zweite Anteil  $S_{ML}$  und damit der Gesamtschlupf  $S_M = \Sigma \phi$  von den Parametern Umfangsgeschwindigkeit, Normalkraft, Tangentialkraft, Antriebsrichtung, Reibungskoeffizient und damit Schmierzustand bestimmt.

Den Einfluß der Drehzahl auf die gemessenen Übersetzungen  $i_{PG}(SR-SR)-1$  und  $i_{GP}(SR-SR)-1$  sowie der berechneten Werte  $S_M$  und  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  bei Wirkung beider Schmitzringpaare zeigt Abb. 36. Mit zunehmender Drehzahl wird der momentenabhängige Schlupfanteil  $S_{ML}$  und damit der Gesamtschlupf  $S_M$  größer. Die

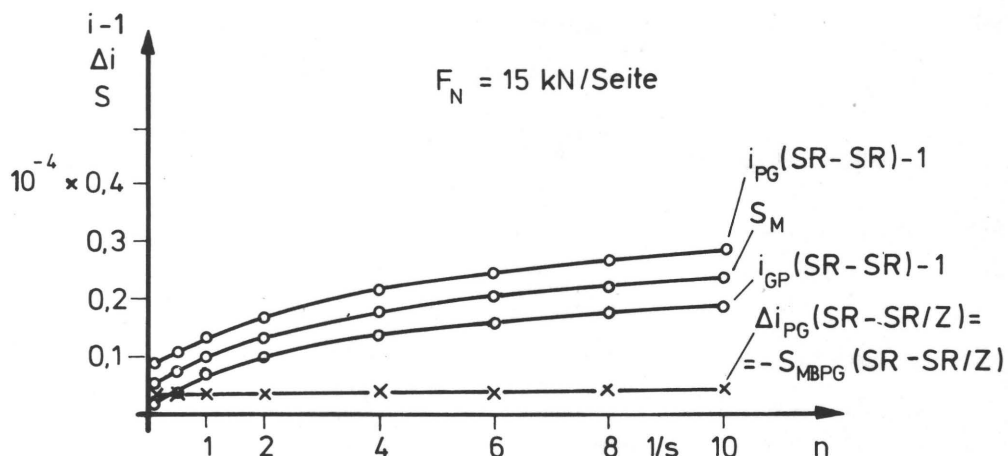


Abb. 36 Reibradgetriebe "Schmitzringe", parallelgeschaltet, Einfluß der Drehzahl

Zunahme verringert sich jedoch mit steigender Drehzahl. Dieser Effekt resultiert aus der veränderten Tangentialkraft  $F_T$ , die vom Reibmoment  $M_L$  der Lager abhängt. Dieses Reibmoment  $M_L$  setzt sich aus einem lastabhängigen Anteil  $M_1$  und einem Anteil  $M_2$ , der den Einfluß der Schmierstoffreibung beschreibt, zusammen. Nach /21/ gilt folgende, mit Versuchsergebnissen gut übereinstimmende Beziehung, nämlich

$$M_L = M_1 + M_2 = K_1 + K_2 \cdot n^{2/3}$$

Daraus ergibt sich der in Abb. 37 gezeigte qualitative Ver-

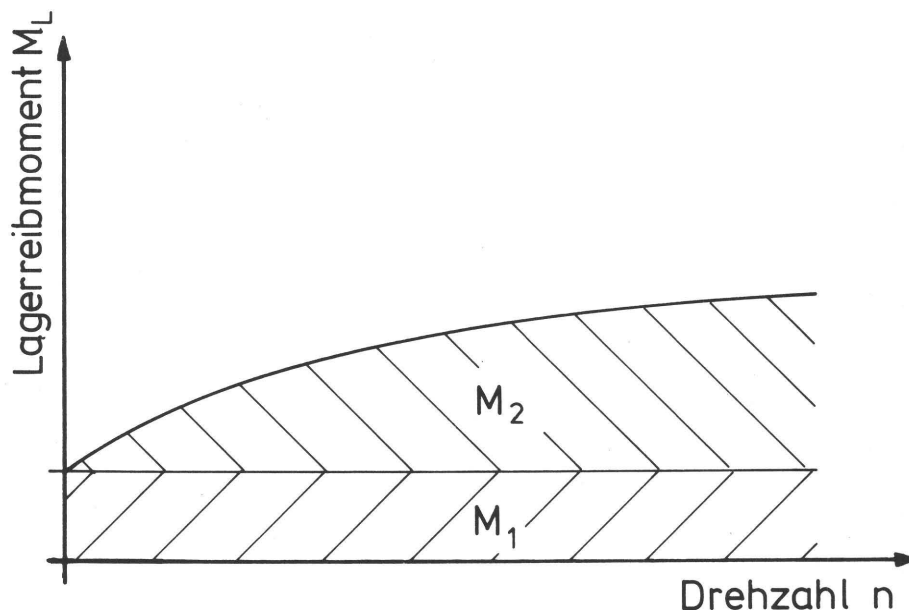


Abb. 37 Drehzahlabhängigkeit des Lagerreibmomentes

lauf des Lagerreibmomentes  $M_L$ , dem qualitativ der Verlauf des Schlupfes  $S_{ML}$  und damit  $S_M$  in Abb. 36 entspricht.

Es zeigt sich auch, daß der nur geometrieabhängige Ausgleichsschlupf  $S_{MBPG}(SR-SR/Z)$  in der Tat konstant bleibt.

Kommt zum Lagerreibmoment ein zusätzliches äußeres Wirkmoment dazu, in Abb. 38 z.B.  $M_W \approx 4 \text{ Nm}$ , dann steigt zwar der Schlupf  $S_M$ , der nur geometrieabhängige Ausgleichsschlupf  $S_{MBPG}(SR-SR/Z) = -\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  bleibt auch hier erhalten.



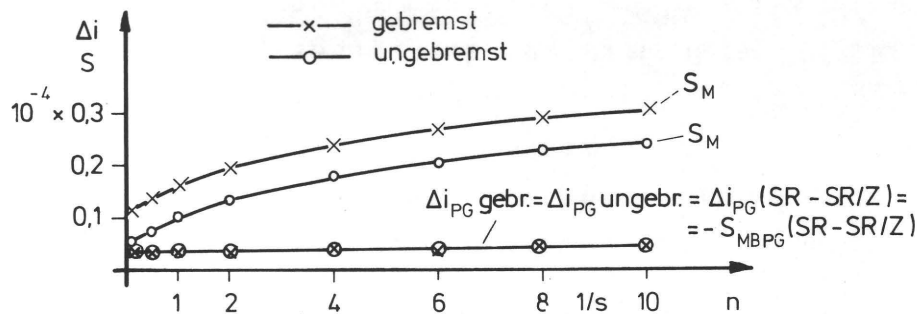


Abb. 38 Reibradgetriebe "Schmitzringe", parallelgeschaltet, Einfluß eines äußeren Momentes

Abb. 39 zeigt den Einfluß der Normalkraft  $F_N$ . Es sind die gemessenen Übersetzungen in der Form  $i_{PG}(SR-SR)-1$  und  $i_{GP}(SR-SR)-1$ , sowie die berechneten Größen  $S_M = \Sigma \phi_1$  und  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z) = \Delta \phi$  bei einer Drehzahl von  $n = 1 \text{ s}^{-1}$  aufgetragen. Die geometrische Übersetzung  $i_{oPG}$  bzw.  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  erweist sich als unabhängig von der Normalkraft und damit auch als unabhängig von der Zustellung  $x$ , wie früher schon vorausgesagt wurde.

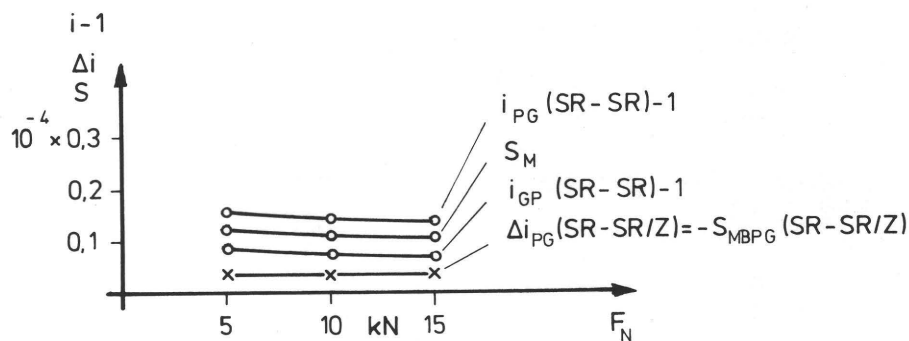


Abb. 39 Reibradgetriebe "Schmitzringe", parallelgeschaltet, Einfluß der Normalkraft

Das eher unerwartete Abfallen des Schlupfes  $S_M$  bei steigender Normalkraft  $F_N$  entspricht zumindest qualitativ den theoretischen Ableitungen von Fromm /32/. Diese Verhaltensweise ist leichter verständlich, wenn man daran denkt, daß bei der

Normalkraft  $F_N = 0$  überhaupt kein Moment mehr übertragen werden kann, so daß der getriebene Zylinder stehenbleibt und damit der Grenzwert des Schlupfes mit  $S_M = 1$  erreicht wird. Weil die Normalkraft aus mechanischen Gründen nicht auf Werte unter 5 kN reduziert werden konnte, fehlen die Meßwerte im Bereich des extrem hohen Schlupfes.

Auf Grund der Theorie von Fromm /32/ muß zudem erwartet werden, daß der Schlupf auch vom Reibungskoeffizienten  $\mu$  abhängt.

Abb. 40 zeigt in der Tat diese Verhaltensweise.

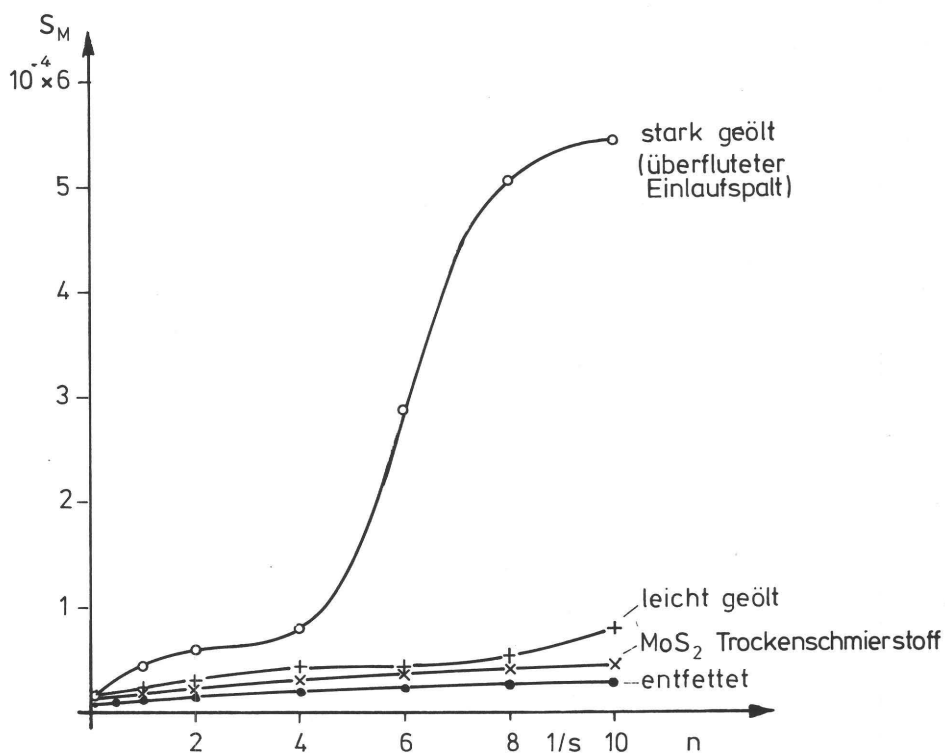


Abb. 40 Reibradgetriebe "Schmitzringe", parallelgeschaltet, Einfluß des Schmierzustandes

Zwar kann der Reibungskoeffizient  $\mu$  in gewissen Grenzen variieren, weil zum Zwecke der Oberflächenreinigung, z.B. von Papierstaub und Farbspritzern, Filzabstreifer vorgesehen werden, welche zur Verhinderung von Korrosionsschäden durch Reinigungsflüssigkeiten und durch Feuchtwasser und dessen Zusätze gleichzeitig einen Ölfilm auftragen. Da dabei jedoch keine Überflutung des Einlaufspaltes vorkommt, spielt die vom Reibungskoeffizienten  $\mu$  abhängige Schlupfveränderung keine ausschlaggebende Rolle.

### 3.4 Reibschlüssiger Antrieb über Platte und Gummituch bzw. über Gummituch und Druckzylinder

Zur Übertragung der Druckfarbe vom Plattenzylinder auf den Gummizylinder bzw. vom Gummizylinder auf den vom Druckzylinder abgestützten Bedruckstoff ist eine ausreichende Druckspannung erforderlich. Diese wird durch die Eindrückung des Gummituches erzeugt. Durch die Druckspannung in der Berührungszone und die daraus resultierende Normalkraft  $F_N$  können auch hier Tangentialkräfte übertragen werden. Das so entstandene Reibradgetriebe "Platte-Gummi" bzw. "Gummi-Druckzylinder" ist jedoch wegen der folgenden Eigenheiten mit dem Reibradgetriebe "Schmitzringe" nicht unmittelbar vergleichbar. Weil die Reibpartner extrem unterschiedliche Steifigkeiten besitzen, verformen sich der Plattenzylinder samt Platte bzw. der Druckzylinder samt Bedruckstoff im Vergleich zum Gummituch praktisch nicht. Die Eindrückung des Gummituches  $x_G$  darf also der Zustellung  $x$  gleichgesetzt werden. Das aus mehreren Lagen aus Gummi, Textilgeweben und Schaumstoff aufgebaute Gummituch hat den Charakter eines stark heterogenen, viskoelastischen Werkstoffes. Die Zylinderoberflächen sind außerdem durch Kanäle unterbrochen, die zum Spannen der Druckplatten bzw. der Gummitücher dienen. Beim Durchlaufen dieser Kanäle bricht die Druckspannung und damit auch die Tangentialkraft  $F_T$  zusammen, d.h. es kann dann kein Moment übertragen werden.

Wegen der Kanäle einerseits und der drucktechnischen Forderung der punktgetreuen Farbübertragung andererseits müssen Gummi- und Plattenzylinder winkelgetreu drehen. Dazu dient der Formschluß über die Zahnräder. erinnert man sich nun daran, daß bei Reibradgetrieben und damit auch bei den Reibradgetrieben "Platte-Gummi" bzw. "Gummi-Druckzylinder" immer Schlupf auftritt, Schlupf jedoch durch tangentialen Oberflächenverzerrungen verursacht wird, welche zu drucktechnisch unerwünschten Punktverzerrungen der Rasterpunkte führen können, dann entsteht die Forderung nach einer Minimierung dieser tangentialen Verzerrungen.

Da beim System Platten-Gummizylinder bzw. Gummi-Druckzylinder sich praktisch nur das Gummituch verformt, sind dessen vom Aufbau und von den verwendeten Werkstoffen abhängigen mechanischen Eigenschaften für das Abrollverhalten ausschlaggebend. Abb. 41 zeigt schematisch den Aufbau der zwei üblichen Gummitucharten, links das weiche sog. kompressible oder Luftpolstergummituch und rechts das harte sog. inkompressible oder konventionelle Gummituch [27/].

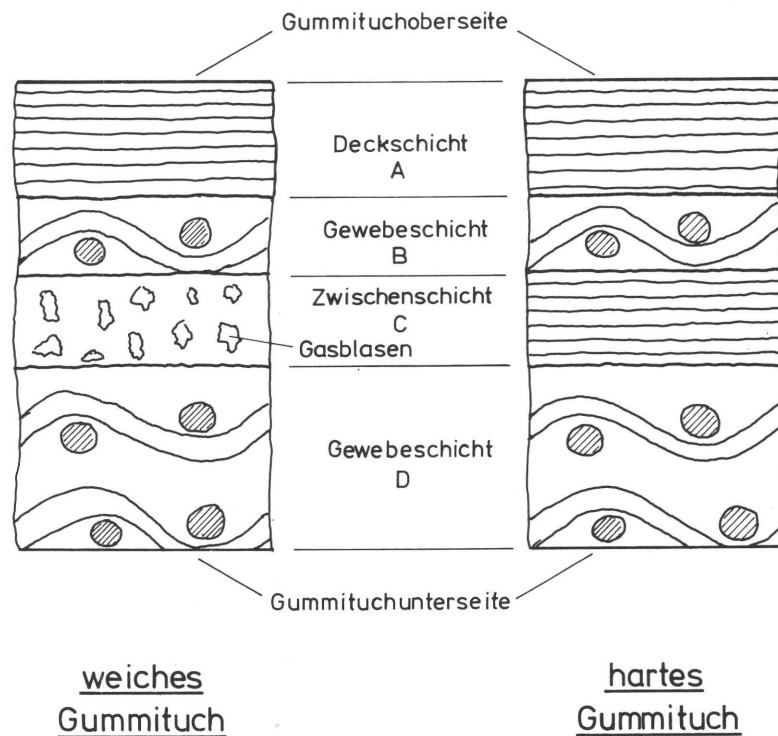
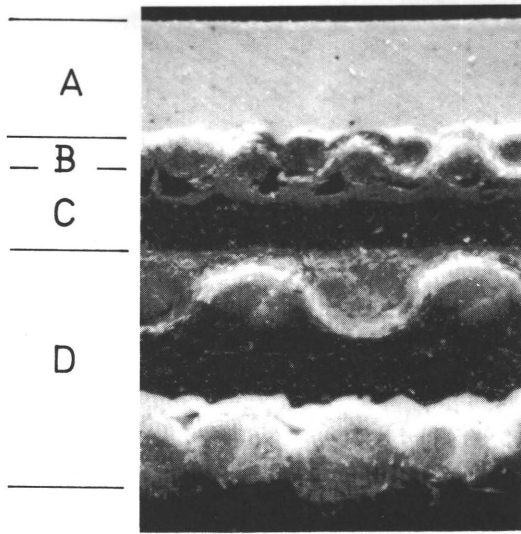
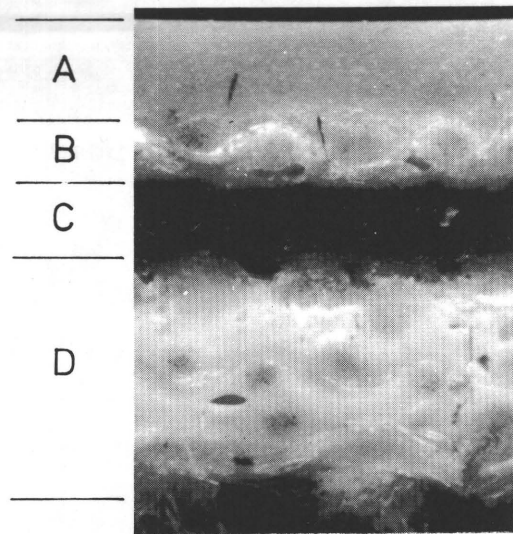


Abb. 41 Schematischer Aufbau von Gummitüchern

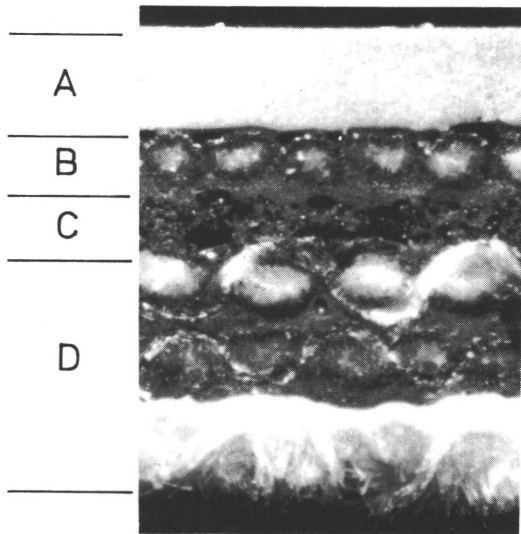
Die farbübertragende Gummituchoberseite wird von einer ein- oder zweilagigen Deckschicht A aus Elastomeren, vorzugsweise Chloropren- und Nitrilkautschuk, gebildet, die mit einer Zwischengewebeschicht B verbunden ist. Die darunter liegende Schicht C ist besonders kennzeichnend für die mechanischen Eigenschaften des Gummituches. Bei weichen Gummitüchern besteht sie aus einer mit Gasblasen versetzten Zwischenschicht, bei harten aus einer porenfreien Elastomerschicht. Die Gummituchunterseite schließt mit mehrlagigen Gewebeschichten D ab, welche die Zugspannung beim Aufspannen des Gummituches übernehmen. Die Gewebeschichten bestehen vorzugsweise aus lang-



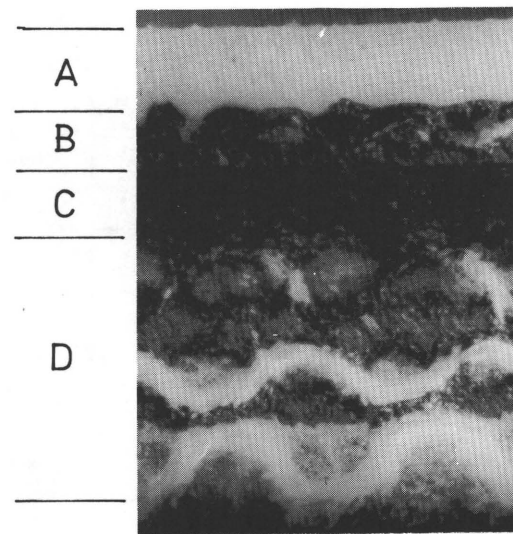
Gummituch Nr.1 (weich)



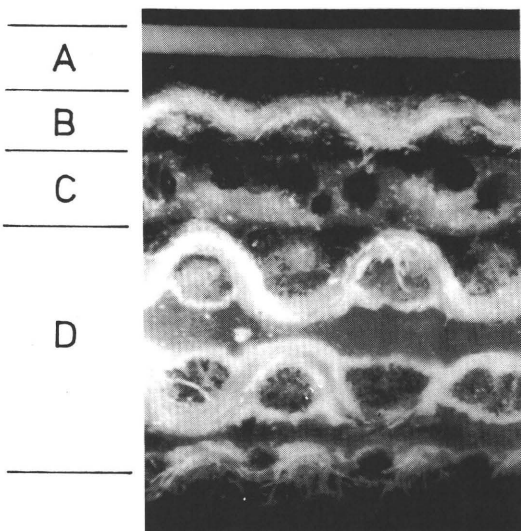
Gummituch Nr.2 (weich)



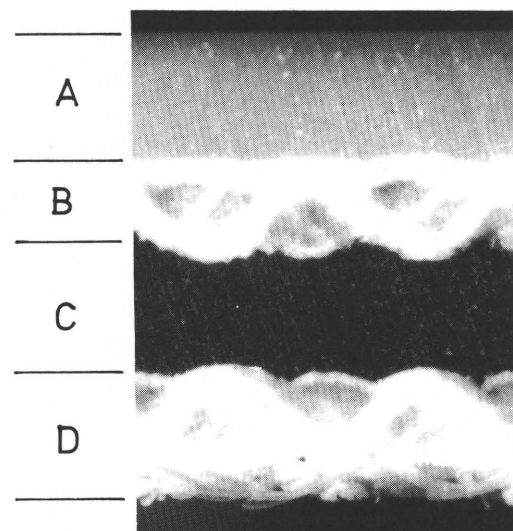
Gummituch Nr.3 (weich)



Gummituch Nr.4 (weich)



Gummituch Nr.5 (weich)



Gummituch Nr.6 (hart)

Abb. 42 Gummituchschnittbilder (32-fache Vergrößerung)

stapeligen Baumwollfasern. Die Gesamtdicke im unverformten Zustand beträgt in allen Fällen  $1,9 \pm 0,02$  mm. Die fotografischen Aufnahmen in der Abb. 42 zeigen die Querschnitte der für die Untersuchung benutzten Gummitücher im Maßstab 32:1. Die Gummitücher Nr. 1-5 gehören zum heute am häufigsten verwendeten weichen Gummituchtyp, Gummituch Nr. 6 zum harten. Die Abbildungen verdeutlichen die Unterschiede bei grundsätzlich gleichem Aufbau. Der Einfluß des Gummituchaufbaues wird aus der breitenbezogenen Normalkraftkennlinie  $\frac{F_N}{b} = f(x_G) \frac{\text{kN}}{\text{m}}$  bei Druckbelastung deutlich. Abb. 43 zeigt die resultierende Druckkraft in Abhängigkeit von der Gummitucheindrückung für das weiche Gummituch Nr. 4 und für das harte Gummituch Nr. 6. Die Durchmesser  $d_{BA}$  der beiden Zylinder, über der Platte und über dem unverformten Gummituch gemessen, betrugen jeweils 200,8 mm. Die Druckkraft wurde indirekt über die Reaktionskraft in den Zylinderlagern gemessen.

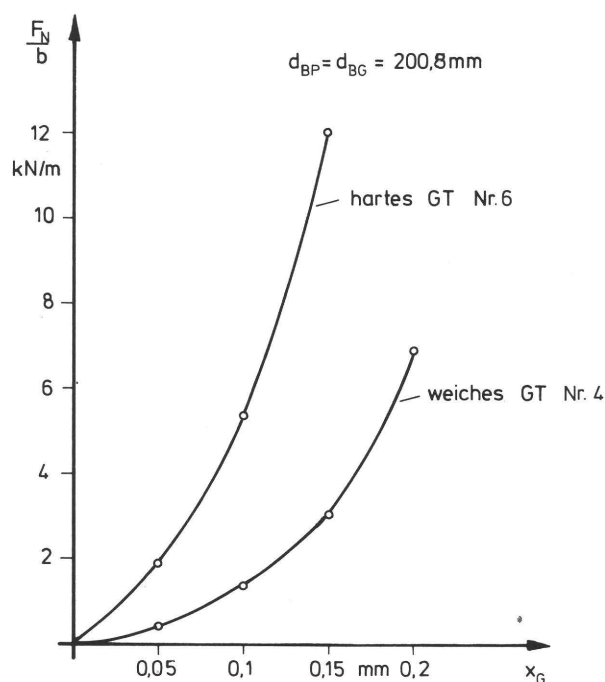


Abb. 43 Steifigkeitskennlinie der beiden Gummitucharten

Bei vorgegebener Eindrückung ist je nach Gummituchart die resultierende Druckkraft sehr verschieden. Harte Gummitücher erzeugen bei gleicher Eindrückung eine drei- bis viermal so hohe Normalkraft wie weiche Gummitücher. Wird nun das Gummi-

tuch beim Zusammenfahren der Zylinder eingedrückt, so wird es in der Mitte der Berührungszone radial um den Wert der Eindrückung  $x_G$  gestaucht. Dabei bildet sich eine Berührungszonenbreite  $a_s$  aus, die nach Glück /12/ bei dünnen Gummibeleagungen mit guter Näherung gleich der geometrischen Überschneidungsbreite

$$a_s = 2 \sqrt{2 \cdot x_G \cdot \frac{r_{BP} \cdot r_{BG}}{r_{BP} + r_{BG}}} \quad (66)$$

der beiden Zylinder ist. In dieser Gleichung sind  $r_{BP}$  und  $r_{BG}$  die entsprechend Gl. (3) gemessenen Radien der beiden nichtverformten Zylinder mit Aufzug. Meßfehler der üblichen Größenordnung geben keine ausschlaggebende Verfälschung der Berührungszonenbreite.

Die fertigungs- und materialbedingten Radienabweichungen über dem Umfang sind im Vergleich zur Eindrückung klein. Daher gilt mit guter Näherung  $U = 2\pi r_B$ . Es darf dann für die geometrische Übersetzung das Umfangsverhältnis durch das ausreichend genau meßbare Radienverhältnis ersetzt werden. Es gilt also

$$i_{oij} = \frac{U_j}{U_i} = \frac{r_{Bj}}{r_{Bi}} \quad (67)$$

Da sowohl der Plattenzylinder als auch der Druckzylinder aus hochfestem, reinelastischem Werkstoff besteht, gelten die im folgenden, am Beispiel des Reibradgetriebes "Platte-Gummi" aufgestellten Beziehungen auch für das Reibradgetriebe "Gummi-Druckzylinder".

Im Gegensatz zum Reibradgetriebe "Schmitzringe" setzt sich die Übersetzung des Reibradgetriebes "Platte-Gummi" entsprechend der allgemeinen Gl. (36) aus dem geometrischen Anteil und allen drei Teilschlupfen zusammen. Es gilt mit Gl. (67)

$$i_{ij} (PG) = \frac{r_{Bj}}{r_{Bi}} + S_{ij} = \frac{r_{Bj}}{r_{Bi}} + S_{xij} + S_{Mij} + S_{vij} \quad (68)$$



Da die Steifigkeiten der Zylinderoberflächen, d.h. von Platte und Gummituch, extrem unterschiedlich sind ( $E_P/E_G \approx 10^5$ ), werden die Reibräder asymmetrisch verformt. Es muß deshalb mit einem Teilschlupf infolge Eindrückung gerechnet werden. Da sich der Plattenzylinder praktisch nicht verformt ( $\epsilon_{txP} \approx 0$ ), hängt der Teilschlupf  $S_{xij}$  nur von der Oberflächenverzerrung  $\epsilon_{txG}$  des Gummituches ab. Diese ist bestimmt durch den Elastizitätsmodul  $E_G$ , die Querkontraktionszahl  $\nu_G$  und die Eindrückung  $x_G$ . Je nach der Größe von  $\nu_G$  gilt für die Oberflächenverzerrung

$$\epsilon_{txG} \begin{matrix} \geq \\ \leq \end{matrix} 0 \approx \epsilon_{txP}$$

Mit  $S_{xij} = \epsilon_{txj} - \epsilon_{txi}$  gemäß Gl. (21) und (22) gilt deshalb für den Teilschlupf infolge Eindrückung

$$S_{xij} \begin{matrix} > \\ < \end{matrix} 0 \quad (69)$$

Für den Teilschlupf infolge äußerer Momente, die immer Bremsmomente sind, gelten grundsätzlich die gleichen Aussagen wie beim Reibradgetriebe "Schmitzringe", d.h. es ist immer

$$S_{MPG} = S_{MGP} = S_M > 0 \quad (56)$$

Da jedoch  $E_G \ll E_P$  ist, muß bei gleichem äußeren Moment der Teilschlupf  $S_M$  eines Reibradgetriebes "Platte-Gummi" viel größer sein, als der Teilschlupf  $S_M$  eines Reibradgetriebes "Schmitzringe". Neben den Teilschlupfen  $S_x$  und  $S_M$  existiert wegen der Viskoelastizität des Gummituches beim Reibradgetriebe "Platte-Gummi" auch der Teilschlupf  $S_V$  infolge des viskoelastischen Momentes. Für diesen gilt, wie in Kapitel 3.1 hergeleitet,

$$S_{VPG} = S_{VGP} = S_V > 0 \quad (49)$$



Eine Aussage über die anderen Anteile der Übersetzung  $i_{ij}(PG)$  kann wiederum nur indirekt über die Meßwerte  $\phi_{PG} = i_{PG}(PG) - 1$  und  $\phi_{GP} = i_{GP}(PG) - 1$  gemacht werden. Die Meßzeit  $T$  wurde, wie beim Reibradgetriebe "Schmitzringe" so festgelegt, daß das getriebene Reibrad exakt 10 Umdrehungen durchführt.

Da die Zylinderballenoberflächen durch die Spannkanäle unterbrochen sind, kann beim Kanaldurchgang keine Tangentialkraft übertragen werden. Dadurch wird bei langsamer Drehzahl beim Kanaldurchgang der vom Reibmoment der Lager gebremste, getriebene Zylinder gegenüber dem treibenden Zylinder zurückbleiben und einen Meßwert  $\phi$  liefern, der vom tatsächlichen Wert  $\phi$  im Berührungsbereich der Zylinderballen abweicht. Bedingt durch das hohe Massenträgheitsmoment der Zylinder und durch die geringe Kanalbreite von nur ca. 8 mm hat der Unterbruch der Tangentialkraft beim Kanaldurchgang bei Drehzahlen  $n > 0,5 \text{ s}^{-1}$  keinen meßbaren Einfluß mehr auf die Übersetzung. Bei Drehzahlen  $n \geq 1 \text{ s}^{-1}$  ist der Rollvorgang trotz der Kanäle praktisch stationär.

Mit den Aussagen über die Teilschlupfe aus Gl. (49), (56) und (69) werden aus den allgemeinen Gln. (50) und (51)

$$\Sigma \phi = \frac{1}{2} (\phi_{PG} + \phi_{GP}) = S_M + S_V \quad (70)$$

$$\Delta \phi = \frac{1}{2} (\phi_{PG} - \phi_{GP}) = i_{oPG} - 1 + S_{xPG} = \frac{r_{BG}}{r_{BP}} - 1 + S_{xPG} = \Delta i_{PG} (PG/Z) \quad (71)$$

Der aus den Meßwerten gewonnene Wert  $\Sigma \phi$  entspricht den Anteilen der Übersetzung, die beim Wechsel der Antriebsrichtung ihre Vorzeichen und ihre Größe behalten, also antriebsrichtungsunabhängig sind. Der Wert  $\Delta \phi$  dagegen beschreibt die Anteile der Übersetzung, die zwar ihr Vorzeichen, nicht aber ihre Größe ändern, also antriebsrichtungsabhängig sind.

In den nun folgenden Meßergebnissen werden die Einflußfaktoren auf die Abweichung  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  von der Sollübersetzung und auf die Summe der meßtechnisch voneinander nicht trennbaren Teilschlupfe  $S_M$  und  $S_V$  dargelegt. Für die Messungen wurden, wenn nicht anders erwähnt, die nach dem Einlaufen und Setzen von Platte und Gummituch gemessenen Ballenradien mit

$r_{BP} = r_{BG} = 100,4$  mm gleich groß gewählt. Die Eindrückung des Gummituches  $x_G$  betrug bei den weichen, luftgepolsterten Gummitüchern Nr. 1-5  $x_G = 0,1$  mm, beim harten Gummituch Nr. 6  $x_G = 0,05$  mm. Als äußeres Moment wirkt nur das Lagerreibmoment.

Abb. 44 zeigt die Teilschlupfsumme  $S_M + S_V$  für alle untersuchten Gummitücher. Bei grundsätzlich gleichem Verlauf von  $S_M + S_V$  über

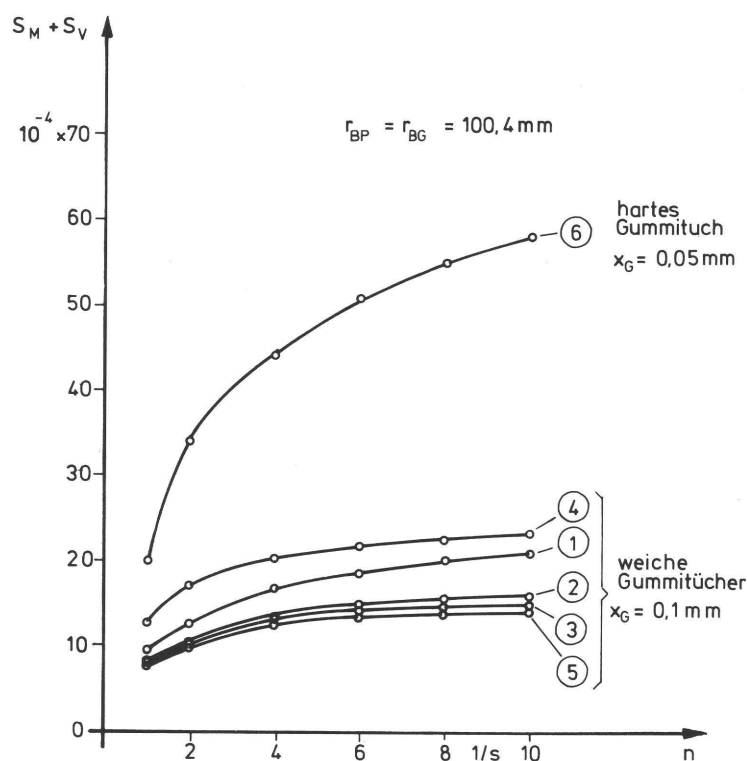


Abb. 44 Reibradgetriebe "Platte-Gummi", Einfluß der Gummitücher auf die Teilschlupfsumme

der Drehzahl gibt es bei gleichem qualitativen Verhalten große quantitative Unterschiede. Diese werden dadurch verursacht, daß für eine vorgegebene Eindrückung  $x_G$  die resultierende Normalkraft  $F_{NRES}$  von Gummituch zu Gummituch verschieden ist, wie Abb. 43 beispielhaft zeigt. Für den Anstieg des Schlupfes über

der Drehzahl gelten die Erklärungen zur Abhängigkeit der Lagerreibung von der Normalkraft entsprechend den Abb. 36 und 37. Zusätzlich wirkt das mit der Drehzahl steigende viskoelastische Moment (Glück /12/ S. 117) in der gleichen Richtung.

Abb. 45 zeigt am Beispiel des Gummituches Nr. 2 die Drehzahlabhängigkeit der gemessenen Übersetzung in der Form  $i_{PG}(PG)-1$  und  $i_{GP}(PG)-1$ , die Abweichung von der Sollübersetzung

$\Delta i_{PG}(PG/Z) = -S_{MBPG}(PG/Z) = \frac{r_{BG}}{r_{BP}} - 1 + S_{xPG}$ , sowie die Summe der Teilschlupfe  $S_M + S_V$ . Für den Anstieg der Teilschlupfsumme  $S_M + S_V$  gilt das zu Abb. 44 Gesagte. Über die jeweilige Größe der Teilschlupfe  $S_M$  und  $S_V$ , die im Summenwert  $S_M + S_V$  enthalten sind, kann keine Angabe gemacht werden.

Abb. 45 zeigt, daß über dem betrachteten Drehzahlbereich der Verlauf der Abweichung von der Sollübersetzung  $\Delta i_{PG}(PG/Z) > 0$  ist, d.h. der getriebene Gummizylinder läuft langsamer als der

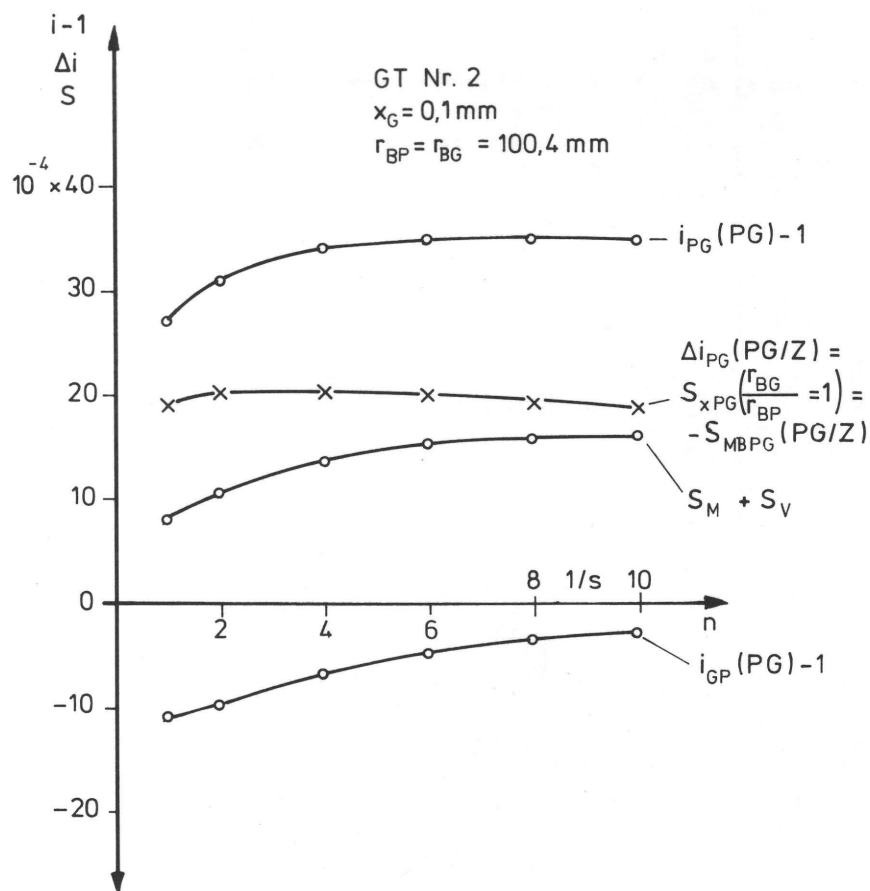


Abb. 45 Reibradgetriebe "Platte-Gummi", Einfluß der Drehzahl

treibende Plattenzylinder, obwohl die Radien der nicht verformten Ballenoberfläche  $r_{BP}$  und  $r_{BG}$  gleich groß sind. Dies bedeutet, daß das Gummituch Nr. 2 sich wie ein inkompressibles Gummituch verhält, obwohl es zur Gruppe der luftgepolsterten Gummitücher gehört.

Wenn zwischen dem Antrieb über die Verzahnung mit der Übersetzung  $\Delta i_{PG}(Z) = 1$  und dem Antrieb über Platte-Gummituch keine Verspannung auftreten soll, dann muß die Abweichung  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  von der Sollübersetzung, d.h. der Ausgleichsschlupf  $S_{MBPG}(PG/Z)$  zu Null werden. Es gilt entsprechend Gl. (71)

$$\Delta i_{PG}(PG/Z) = i_{oPG} + S_{xPG} - i_{PG}(Z) \stackrel{!}{=} 0$$

Für den vorliegenden Fall ist  $i_{PG}(Z) = 1$ . Daraus entsteht die Forderung

$$\Delta i_{PG}(PG/Z) = \frac{r_{BG}}{r_{BP}} - 1 + S_{xPG} = \Delta \phi = - S_{MBPG}(PG/Z) \stackrel{!}{=} 0 \quad (72)$$

Will man diese Bedingung erfüllen, also den Zustand der "richtigen Abwicklung" erreichen, so muß das Radienverhältnis  $\frac{r_{BG}}{r_{BP}}$  eventuell geändert werden. Da die Verformung des Gummituches bei einer gegebenen Eindrückung  $x_G$  vom Radienverhältnis abhängt, ist grundsätzlich auch der Teilschlupf infolge Eindrückung radienabhängig. Da jedoch auch nach einer eventuellen Radienkorrektur das Radienverhältnis  $\frac{r_{BG}}{r_{BP}} \approx 1$  bleibt, darf näherungsweise angenommen werden, daß der Teilschlupf infolge Eindrückung für eine gegebene Eindrückung konstant bleibt. Ist der Teilschlupf  $S_{xPG}$  für ein Radienverhältnis, z.B.  $\frac{r_{BG0}}{r_{BP0}} = a$ , bekannt, dann gilt mit der Gl. (72) für das richtige Radienverhältnis

$$1 - \frac{r_{BG}}{r_{BP}} \approx S_{xPG} \left( \frac{r_{BG0}}{r_{BP0}} = a \right) \quad (73)$$

oder für die notwendige Radienkorrektur

$$\Delta r = r_{BP} - r_{BG} = r_{BP0} \cdot S_{xPG} \left( \frac{r_{BGo}}{r_{BP0}} = a \right) \quad (74)$$

Soll die Radienkorrektur genauer erfolgen, dann muß der Verlauf von  $\Delta i_{PG}(PG/Z) = f(\Delta r)$ , ausgehend von einem bestimmten Radienverhältnis  $\frac{r_{BGo}}{r_{BP0}} = a$ , durch Messung erfaßt werden. Das Resultat einer solchen Messung ist für  $r_{BP0} = r_{BGo} = 100,4 \text{ mm}$ , d.h.  $a = 1$ , und  $x_G = 0,1 \text{ mm}$  für das Gummituch Nr. 2 in Abb. 46 dargestellt. Die "richtige Abwicklung" wird hier bei  $\Delta r = r_{BP} - r_{BG} = 0,17 \text{ mm}$  erreicht.

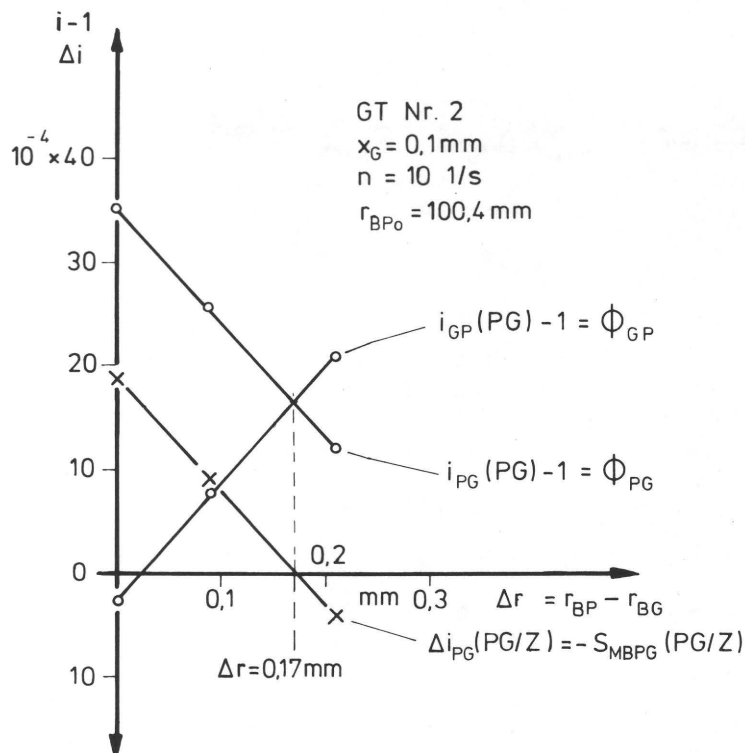


Abb. 46 Reibradgetriebe "Platte-Gummi", Einfluß der Radiendifferenz

Für den Ausgangswert  $\frac{r_{BGo}}{r_{BP0}} = a = 1$ , d.h.  $\Delta r = 0$  findet man in Abb. 46 den zugehörigen Teilschlupf infolge Eindrückung

$S_{xPG}(\frac{r_{BGo}}{r_{BPo}} = 1) = \Delta i_{PG}(\Delta r = 0) = 18 \cdot 10^{-4}$ . Eingesetzt in die Gl. (74) entsteht daraus  $\Delta r \approx 0,18 \text{ mm}$ .

Im Hinblick auf die Dickentoleranz des Gummituches und die damit verbundene Meßgenauigkeit ist der Näherungswert ausreichend genau, so daß auf das Messen des vollständigen Verlaufes der Kurve  $\Delta i_{PG}(PG/Z) = f(\Delta r)$  verzichtet werden darf.

Weil für die Bestimmung der notwendigen Radienkorrektur für die "richtige Abwicklung" die Kenntnis der Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$ , z.B. beim Radienverhältnis  $\frac{r_{BGo}}{r_{BPo}} = 1$ , ausreicht, sind solche Werte in Abb. 47 für alle untersuchten Gummitücher in Abhängigkeit von der Drehzahl aufgetragen. In Anbetracht der

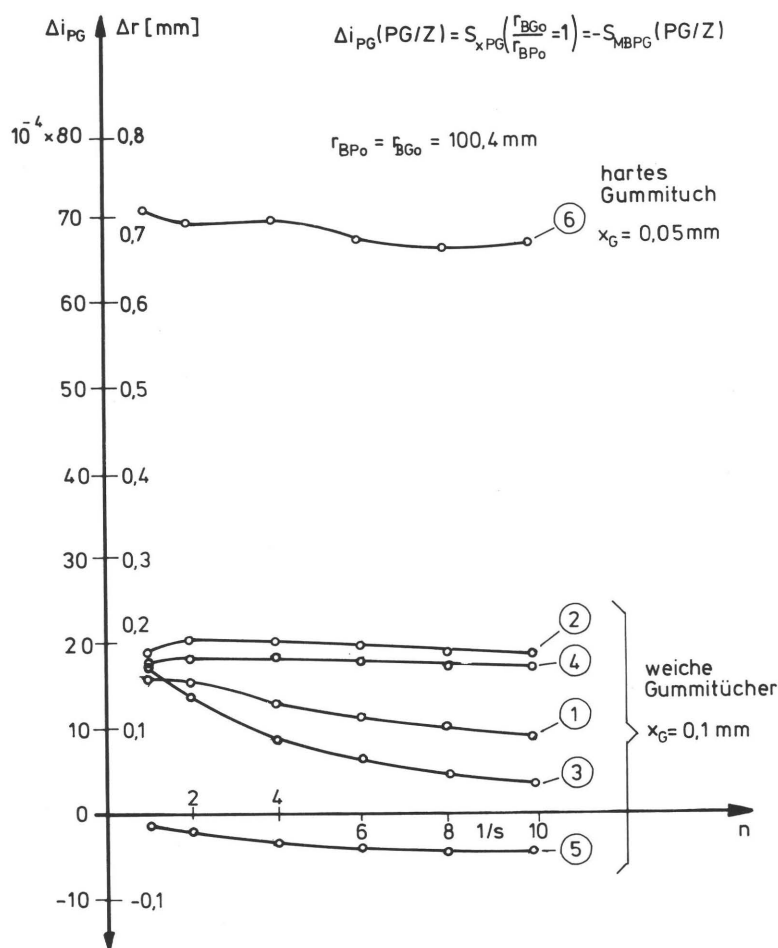


Abb. 47 Reibradgetriebe "Platte-Gummi", Einfluß der Gummitücher auf die Übersetzungsabweichung

sehr unterschiedlichen Steifigkeiten wurde die Eindrückung für das harte Gummituch praxisgerecht mit  $x_G = 0,05$  mm gewählt und entsprechend für die weichen Gummitücher mit  $x_G = 0,1$  mm. Da nach Gl. (72) in diesem Falle

$$\Delta i_{PG}(PG/Z) = S_{xPG} \left( \frac{r_{BG0}}{r_{BP0}} = 1 \right) \quad (75)$$

wird und nach Gl. (74)

$$\Delta r = r_{BP0} \cdot S_{xPG} \left( \frac{r_{BG0}}{r_{BP0}} = 1 \right)$$

ist, wird mit den gewählten Parametern  $r_{BP} = r_{BG} = 100,4$  mm die notwendige Radienkorrektur jeweils

$$\Delta r \approx 10^2 \cdot \Delta i_{PG}(PG/Z) \quad (76)$$

Es ist erkennbar, daß bei einer Drehzahl von beispielsweise  $n = 10 \text{ s}^{-1}$  für das harte Gummituch Nr. 6 der Radius des Gummi-zylinderballens  $r_{BG}$  um rund 0,7 mm kleiner, für das Gummituch Nr. 2 rund 0,2 mm kleiner und für das Gummituch Nr. 5 rund 0,05 mm größer als  $r_{BP}$  gewählt werden muß. Das starke Abweichen des harten Gummituches Nr. 6 war zu erwarten, da es als einziges Gummituch keine Schaumstoffzwischenlage besitzt. Das bei der Eindrückung verdrängte Volumen ist daher besonders groß, wodurch die Dehnung der Oberfläche ebenfalls sehr groß wird. Das Gegenstück hierzu bildet Gummituch Nr. 5, das als einziges Gummituch ein echt kompressibles Verhalten zeigt. Die Gummitücher Nr. 1-4 werden zwar, da sie "luftgepolstert" sind, von den Herstellern als kompressibel bezeichnet, verhalten sich jedoch eher wie inkompressible.

Einige Gummitücher zeigen bei einer Zunahme der Drehzahl einen mehr oder weniger großen Abfall des Teilschlupfes infolge Eindrückung. Da davon ausgegangen werden muß, daß für die Rückverformung stets ausreichend Zeit vorhanden ist und deshalb sowohl die Eindrückung als auch der Verformungszustand am Einlauf in die Berührungszone von der Drehzahl unabhängig ist (Pfeiffer /26/), kann das vorliegende Phänomen nur auftreten, wenn die Querkon-

traktionszahl  $\nu$  mit steigender Drehzahl, d.h. mit steigender Verformungsgeschwindigkeit abnimmt. Die Abhängigkeit der Querkontraktionszahl von der Verformungsgeschwindigkeit würde bedeuten, daß diese einer komplexen Querkontraktionszahl  $\nu = \nu^*$  gleichzusetzen wäre. In /28/ wird ebenfalls darauf verwiesen. Das Phänomen muß jedoch als ungeklärt betrachtet werden.

Die Drehzahlabhängigkeit des Teilschlupfes  $S_{xPG}$  hat bei einigen Gummitüchern (z.B. Nr. 1 und Nr. 3) die Konsequenz, daß die Durchmesserkorrektur entsprechend der Betriebsdrehzahl durchgeführt werden muß.

Bei den bisherigen Betrachtungen wurde die Eindrückung  $x_G$  konstant gehalten. Wird die Eindrückung verändert, dann ändert sich als Folge der Veränderung des Oberflächenverzerrungszustandes auch der Teilschlupf infolge Eindrückung (Abb. 48).

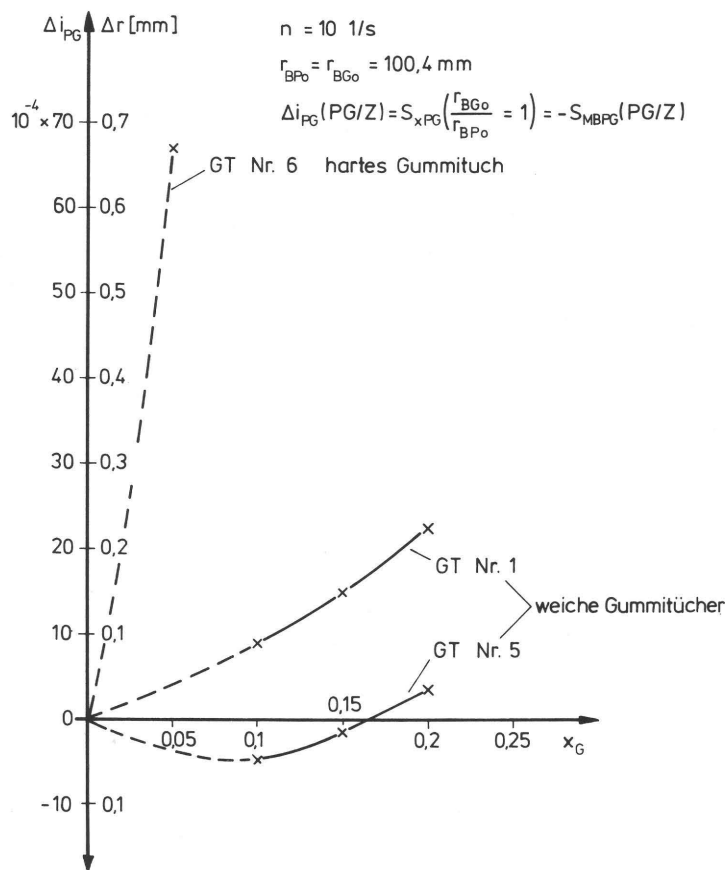


Abb. 48 Reibradgetriebe "Platte-Gummi", Einfluß der Eindrückung

Aus dem Verlauf der Kurve für das weiche Gummituch Nr. 5, das bisher für echt kompressibel gehalten werden durfte, geht



hervor, daß zumindest bei weichen Gummitüchern der Anstieg der Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  auch von einer Erhöhung der Querkontraktionszahl  $\nu$  mit verursacht wird. Nur so ist es erklärbar, daß beim Überschreiten einer bestimmten Zustellung die Übersetzungsabweichung positiv wird. Bei höherer Zustellung verhält sich dieses Gummituch nicht mehr kompressibel, weil mit zunehmender Eindrückung die nur 0,1 bis 0,2 mm starke, poröse Zwischenschicht soweit zusammengequetscht wird, daß sie sich eher wie eine Vollgummischicht verhält.

Wegen dieser Abhängigkeit muß bei Änderung der Eindrückung ebenfalls eine Radienkorrektur durchgeführt werden, wenn die "richtige Abwicklung" beibehalten werden soll. Ein Vorteil des Gummituches Nr. 5 ist es, daß sich bei Änderung der Eindrückung im praxisüblichen Rahmen die Übersetzungsabweichung nur in einem extrem kleinen Bereich verändert, so daß eine Radienkorrektur als Folge der Veränderung der Eindrückung praktisch nicht notwendig ist.

Abb. 49 zeigt die Auswirkung eines von der Drehzahl unabhängigen zusätzlichen Bremsmomentes bei sonst gleichbleibenden Parametern. Dieses führt nur zu einer Parallelverschiebung des Verlaufes der Teilschlupfsumme  $S_M + S_V$  wie es schon in Abb. 38 beim Reibradgetriebe "Schmitzringe" festgestellt wurde. Un-

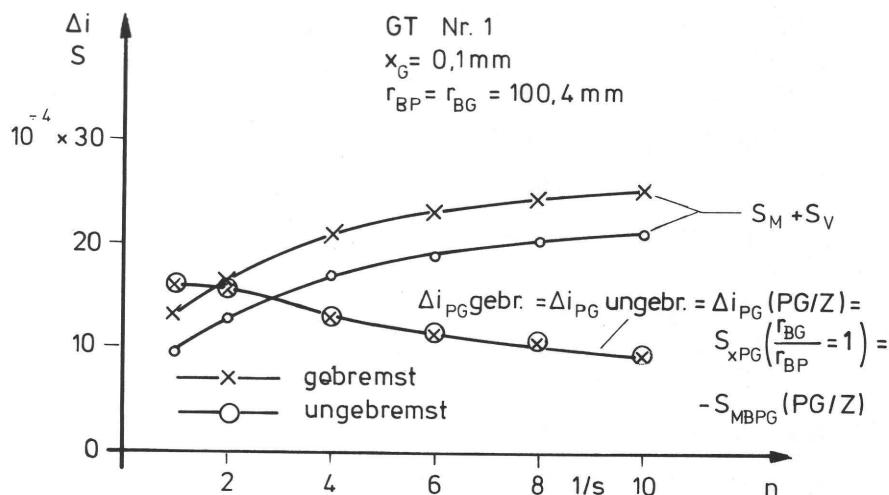


Abb. 49 Reibradgetriebe "Platte-Gummi", Einfluß eines äußeren Momentes

verändert erhalten bleibt dagegen die Abweichung  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  von der Sollübersetzung. Aus dieser Verhaltensweise läßt sich das Folgende ableiten.

Sowohl das Lagermoment als auch irgendein zusätzliches Moment und das viskoelastische Moment bewirken eine und nur eine zu übertragende Tangentialkraft  $F_T$ . Diese wirkt sich nur auf die Teilschlupfsumme  $S_M + S_V$ , nicht aber auf die Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$ , die nur vom Radienverhältnis  $\frac{r_{BG}}{r_{BP}}$ , der Querkontraktionszahl  $\nu_G$  und der Eindrückung  $x_G$  abhängig ist, aus. Die viskoelastischen Eigenschaften der Gummitücher, ausgedrückt durch den komplexen Elastizitätsmodul  $E^*$ , sind deshalb für die Radienkorrektur  $\Delta r = r_{BP} - r_{BG}$  zur Erzielung der "richtigen Abwicklung" nicht maßgeblich. Maßgeblich ist nur die Werkstoffkennzahl  $\nu$ , also die Querkontraktionszahl. Es sei nochmals festgehalten, daß diese keine Konstante sein muß, sondern von der Verformungsgeschwindigkeit, von der Eindrückung  $x_G$  und dem mechanischen Aufbau der Gummitücher abhängig sein kann.

Die bisher dargestellten Zusammenhänge für das Reibradgetriebe "Platte-Gummi" wurden ohne Druckfarbe auf den Oberflächen gewonnen. Für den Fall, daß wie in der produzierenden Druckmaschine Druckfarbe geführt wird, ist folgendes nachzutragen.

Die Dicke der Druckfarbenschicht liegt in der Größenordnung von wenigen tausendstel Millimetern, so daß sich die Eindrückung bei Anwesenheit von Druckfarbe nicht merklich verändert. Deshalb bleibt der Teilschlupf  $S_{xPG}$  infolge Eindrückung und damit auch  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  praktisch unverändert. Dasselbe gilt für den Teilschlupf  $S_{VPG}$  infolge des viskoelastischen Momentes. Der Teilschlupf  $S_{MPG}$  infolge äußerer Momente wird jedoch steigen, weil einerseits nun auch ein Farbspaltungsmoment auftritt und andererseits als Folge einer gewissen Schmierwirkung der Druckfarbe der Reibungskoeffizient  $\mu$  etwas abnimmt. Wegen der Konstanz des Teilschlupfes infolge Eindrückung bzw. der Abweichung von der Sollübersetzung ist die für die "richtige Abwicklung" notwendige Radienkorrektur von der Anwesenheit von Druckfarbe unabhängig.

Zwar ist das Einhalten der "richtigen Abwicklung" erwünscht, in der Praxis wird jedoch davon oft bewußt abgegangen. Z.B. wird bei einer notwendigen Erhöhung der Druckkraft die Zustellung vergrößert, ohne daß die nun eigentlich notwendige Radienkorrektur durchgeführt wird. In anderen Fällen werden bei gleicher Zustellung die Radienverhältnisse bewußt verändert, um eine Druckbildlängenkorrektur zu erzielen /35/. Der durch dieses Abweichen entstehende Ausgleichsschlupf  $S_{MBPG}(PG/Z)$  hat jedoch, wie die Praxis zeigt, innerhalb einer recht großen Bandbreite keine erkennbare Auswirkung auf die Druckqualität. Dies wird verständlich, wenn man sich die Größenordnung der durch den entstehenden Ausgleichsschlupf hervorgerufenen Oberflächenverzerrung betrachtet. Wird beispielsweise das Radienverhältnis dergestalt geändert, daß eine Druckbildlängenveränderung von  $1 \text{ mm/m} = 1^0/00$  erzielt wird, dann verändert sich die Oberflächenverzerrung ebenfalls um  $1^0/00$ . Die Verzerrung der Rasterpunkte liegt in der gleichen Größenordnung. Aufgrund der Oberflächenrauigkeit des Bedruckstoffes weisen Rasterpunkte immer eine ausgefranste Randzone auf, in der die Wirkung einer solchen geringfügigen Oberflächenverzerrung untergeht. Die "richtige Abwicklung" ist also kein zwingendes Muß, sondern eine Richtgröße, die davor schützt, daß bei notwendigen Veränderungen die zulässige Bandbreite unversehens überschritten wird.

### 3.5 Reibschlüssiger Antrieb über zwei Gummitücher

Beim gleichzeitigen Druck auf die Vorder- und Rückseite des Bedruckstoffes, d.h. beim Schön- und Widerdruck (blanket-to-blanket), laufen die beiden Gummizylinder aneinander. Der Bedruckstoff läuft zwischen ihnen hindurch, wobei der eine Gummizylinder jeweils den Druckzylinder für den anderen Gummizylinder bildet. Dieser Sonderfall ergibt das Reibradgetriebe "Gummi-Gummi".

Seine geometrische Übersetzung ergibt sich wie bei den anderen Reibradgetrieben aus dem Umfangs- bzw. Radienverhältnis, das

über die ausreichend genau meßbaren Radien bestimmt wird. Es ist also

$$i_{oGG} = \frac{U_{Gj}}{U_{Gi}} = \frac{r_{BGj}}{r_{BGi}}$$

Weil die beiden Reibräder in der Regel mit Gummitüchern aus der gleichen Produktionscharge ausgestattet sind, weisen sie fast genau die gleiche Steifigkeit auf, d.h.  $E_{Gi} \simeq E_{Gj}$ . Die Gesamtzustellung  $x$  verteilt sich deshalb, wie beim Reibradgetriebe "Schmitzringe", symmetrisch auf beide Reibräder, d.h.  $x_{Gi} = x_{Gj} = \frac{x}{2}$ . Die Tangentialverzerrungen der Oberfläche infolge der Eindrückung dürfen daher bei beiden Reibrädern als gleich betrachtet werden, wodurch der Teilschlupf infolge Eindrückung  $S_x$  zu Null wird.

Tritt ein äußeres Moment auf, das immer ein Bremsmoment ist, dann wird der Teilschlupf  $S_M > 0$ .

Im Gegensatz zum Reibradgetriebe "Schmitzringe" ist der Reibradwerkstoff viskoelastisch, d.h. es gibt einen Teilschlupf  $S_V > 0$  infolge des viskoelastischen Momentes, das nun von beiden Rädern verursacht wird.

Damit ergibt sich die Übersetzung für das Reibradgetriebe "Gummi-Gummi" zu

$$i_{ij} (GG) = i_{oGG} + S_M + S_V = \frac{r_{BGj}}{r_{BGi}} + S_M + S_V \quad (77)$$

Da es sich in der Regel um ein symmetrisches System handelt, d.h.  $r_{BGj} = r_{BGi}$  ist, entspricht der geometrische Anteil der Übersetzung der Verzahnungsübersetzung. Es ist also immer  $i_{oGG} = i_{GG}(Z) = 1$  und damit die Abweichung von der Sollübersetzung  $\Delta i_{GG}(GG/Z) = 0$ . Eine Radienkorrektur ist deshalb nicht erforderlich. Gleichfalls wirken sich eventuell notwendige Radienkorrekturen an den beiden Reibradgetrieben "Platte-Gummi" solange nicht aus, als sie symmetrisch durchgeführt werden. Sollte einmal eine Radienkorrektur an nur einem der beiden Reibradgetriebe "Platte-Gummi" gemacht werden, dann ist die zu

erwartende Abweichung von der Sollübersetzung am Reibradgetriebe "Gummi-Gummi" wieder in der Größenordnung der Abweichung am Reibradgetriebe "Platte-Gummi". Da diese Abweichung von beiden Gummitüchern aufgenommen wird, ist die auftretende Oberflächenverzerrung nur halb so groß. Die Forderung nach der "richtigen Abwicklung" verliert am Reibradgetriebe "Gummi-Gummi" nochmals an Bedeutung.

### 3.6 Abrollverhalten von parallelgeschalteten Antriebsmechanismen

#### 3.6.1 Abrollverhalten von Systemen mit Schmitzringen

Sind in Anlehnung an die Praxis, wie in Kap. 3.3 beschrieben, die beiden Reibradgetriebe "Schmitzringe" parallelgeschaltet und rollen die Schmitzringpaare unter gleicher Vorspannung aufeinander ab, so verspannen sich diese beiden Reibradgetriebe untereinander, da ihre Übersetzungsabweichungen  $\Delta i_{pG}(SR/Z)$  praktisch nie gleich groß sind. Es entsteht ein Blind- oder Zwangsmoment  $M_B(SR, SR)$ , das auf die beiden Reibradgetriebe entgegengesetzt gleich wirkt und zu einem Ausgleichsschlupf zwischen den beiden Reibradgetrieben führt, der sich auf beide verteilt. Die sich einstellende gemeinsame Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{pG}(SR-SR/Z)$  von der Sollübersetzung beschreibt die Verhaltensweise eines Ersatzreibradgetriebes, das die gleichen Eigenschaften aufweist, wie die beiden parallelgeschalteten Reibradgetriebe "Schmitzringe". Die Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{pG}(SR-SR/Z)$  entspricht bei gleichen Werkstoff- und Oberflächeneigenschaften der Reibräder und gleicher Vorspannung aus Symmetriegründen dem Mittelwert der beiden jeweiligen Übersetzungsabweichungen  $\Delta i_{pG}(SR/Z)$  entsprechend Gl. (65) und Abb. 35. Das Blindmoment zwischen den beiden Reibradgetrieben "Schmitzringe" verdrillt den extrem steifen Zylinderballen so wenig, daß das Blindmoment der Messung nicht zugänglich ist, wie schon in Kap. 2.3.1 gezeigt wurde. Da der Zylinderballen sich praktisch wie ein unendlich starrer Körper verhält, beschreibt das Ersatzreibradgetriebe die Verhaltensweise der beiden einzelnen, parallelgeschalteten Reibradgetriebe auch im Falle dynamischer Vorgänge. Wird nun, wie dies an Offsetzylind-

dern der Fall ist, dieses Ersatzreibradgetriebe "Schmitzringe" mit dem Reibradgetriebe "Platte-Gummi" parallelgeschaltet, so verspannen sich diese beiden wieder untereinander, da ihre Übersetzungsabweichungen  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  und  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  im allgemeinen voneinander abweichen. Es entsteht wiederum ein Blindmoment  $M_B(SR-SR, PG)$ , das auf das Ersatzreibradgetriebe "Schmitzringe" und das Reibradgetriebe "Platte-Gummi" entgegengesetzt gleich wirkt und zu einem entsprechenden Ausgleichsschlupf  $S_{MB}(SR-SR/PG)$  führt. Dieser wird, wie in bisher allen Fällen, auch hier nur durch Dehnschlupf, d.h. durch eine entsprechende Veränderung der Oberflächenverzerrungen  $\Delta \epsilon_t$  ausgeglichen. Da für diese Veränderung

$$\Delta \epsilon_t \sim \frac{1}{E}$$

gilt und

$$E_{\text{Gummi}} \ll E_{\text{Stahl}}$$

ist, wird

$$\Delta \epsilon_t(PG/Z) \gg \Delta \epsilon_t(SR-SR)$$

Daraus folgt, daß sich der Verzerrungszustand des Reibradgetriebes "Platte-Gummi" ganz erheblich, jener des Ersatzreibradgetriebes "Schmitzringe" jedoch kaum verändert. Ein Maß hierfür liefert auch der Vergleich zwischen den Abb. 49 und 38. Die Veränderung des Schlupfes, d.h. die Veränderung der Oberflächenverzerrung infolge eines gleich großen Bremsmomentes beträgt beim Reibradgetriebe "Platte-Gummi" ungefähr  $5 \cdot 10^{-4}$ , beim Ersatzreibradgetriebe "Schmitzringe" dagegen nur ungefähr  $0,05 \cdot 10^{-4}$ , also 100 mal weniger.

Da beide Blindmomente  $M_B(SR, SR)$  und  $M_B(SR-SR, PG)$  nur innerhalb des Zylinderballens wirken, können das Ersatzreibradgetriebe "Schmitzringe" und das Reibradgetriebe "Platte-Gummi" zu einem Ersatzreibradgetriebe "SR-SR-PG" zusammengefaßt werden. Die sich einstellende gemeinsame Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}(SR-SR-PG/Z)$  liegt zwar zwischen den beiden einzelnen Übersetzungsabweichungen  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  und  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$ , sie ist jedoch nahezu gleich groß wie die Übersetzungsabweichung

$\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  eines allein wirkenden Ersatzreibradgetriebes "Schmitzringe". Die Meßwerte in Abb. 50 zeigen diesen Zusammenhang.

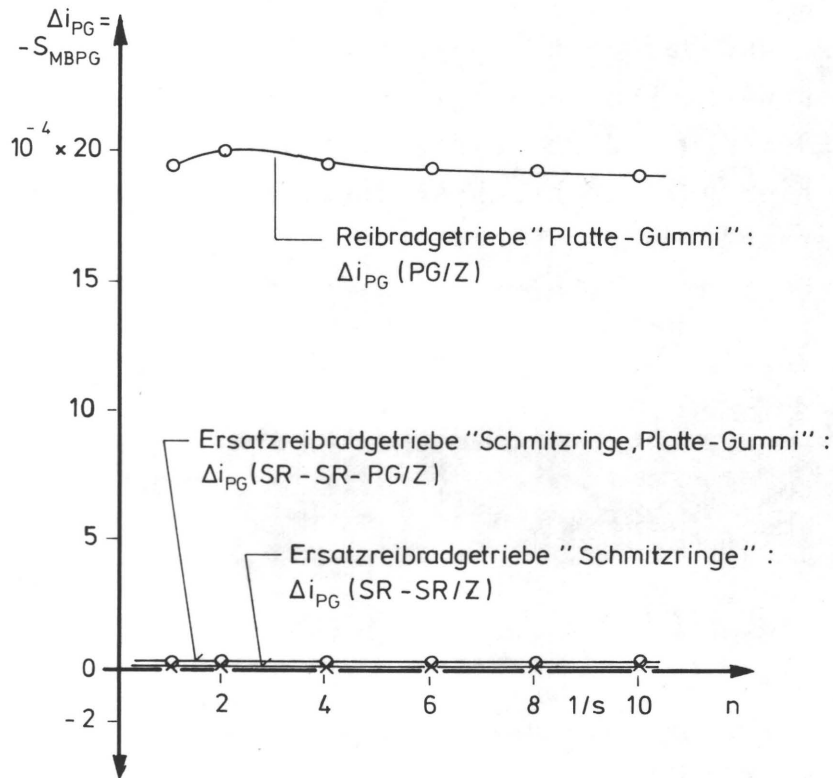


Abb. 50 Ersatzreibradgetriebe, Einfluß des Reibradgetriebes "Platte-Gummi"

Wird nun zu diesem Ersatzreibradgetriebe "SR-SR-PG" der form-schlüssige Antrieb parallelgeschaltet, so wird diesem Ersatz-reibradgetriebe und damit allen einzelnen Reibradgetrieben die Übersetzung der Verzahnung  $i_{PG}(Z)$  aufgezwungen. Das dabei zwischen der Verzahnung und dem Ersatzreibradgetriebe entstehende Blindmoment  $M_B(SR-SR-PG, Z)$  führt zu einem Ausgleichsschlupf  $S_{MB}$  im Ersatzreibradgetriebe, der die Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}(SR-SR-PG/Z)$  kompensiert.

Neben dem Blindmoment  $M_B(SR-SR-PG, Z)$ , im folgenden kurz  $M_B$  genannt, wirkt auf die Verzahnung und auf die Zylinderzapfen



auch das Moment  $M_W$  als Summe aller äußeren Momente. Es gilt somit für das Verzahnungsmoment

$$M_Z = M_W + M_B \quad (78)$$

Dieses Moment verursacht an den Zylinderzapfen so große Verformungen, daß es dort der Messung leicht zugänglich ist. Will man Aussagen machen über das Wirkmoment bzw. das Blindmoment, dann muß eine Methode gefunden werden, die beiden Anteile zu trennen. Diese Möglichkeit ergibt sich dann, wenn man ein Zweizylindersystem, z.B. Platten- und Gummizylinder, betrachtet und alle weiteren Zylinder und Aggregate von diesen beiden Zylindern abkoppelt. Bei getriebenem Gummizylinder besteht in diesem speziellen Fall das Wirkmoment  $M_W$  nur aus dem Wirkmomentanteil  $M_{WG}$  des getriebenen Gummizylinders, das sich aus den beiden Lagerreibmomenten  $M_L$ , dem viskoelastischen Moment  $M_V$  und dem von den Gleitzonen verursachten Gleitreibmoment  $M_R$  zusammensetzt. Da sowohl die Lagerreibmomente als auch das viskoelastische Moment und das Gleitreibmoment, wie in Kap. 3.1 nachgewiesen wurde, an beiden Zylindern gleich groß sind, ist auch der Wirkmomentanteil an beiden Zylinderzapfen gleich groß, d.h. es ist  $M_{WP} = M_{WG} = M_W = M_L + M_V + M_R$ .

Da Blindmomente grundsätzlich entgegengesetzt gleich sind, gilt für die Blindmomente an den Zylinderzapfen des Platten- und Gummizylinders der Zusammenhang

$$M_B = M_{BG} = -M_{BP} \quad (79)$$

Daraus folgt rein formal für das am Zapfen des Gummizylinders wirksame und meßbare Moment

$$M_G = M_{WG} + M_{BG} = M_W + M_B \quad (80)$$



und für das am Zapfen des Plattenzylinders

$$M_P = M_{WP} + M_{BP} = M_W - M_B \quad (81)$$

Diese Zusammenhänge sind in Abb. 51 dargestellt. Es kann dort

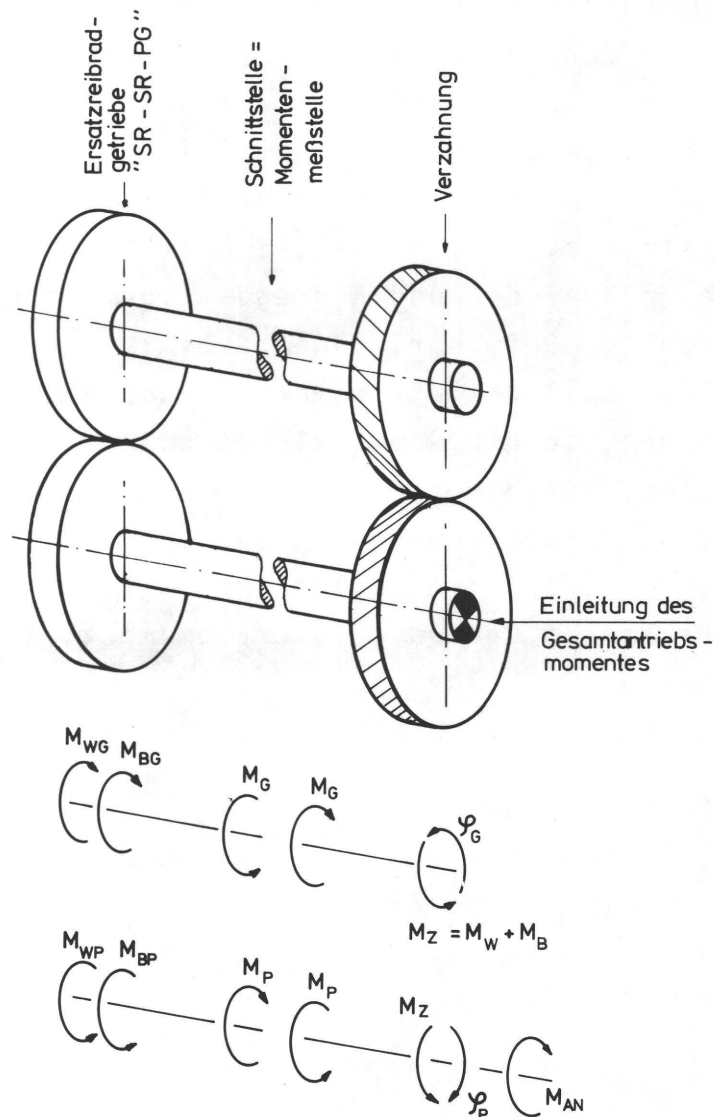


Abb. 51 Momente am Zweizylindersystem bestehend aus der Verzahnung und dem Ersatzreibradgetriebe "SR-SR-PG"

entnommen werden, daß für den vorliegenden Fall das Verzahnungs-

moment  $M_Z$  dem gemessenen Zapfenmoment am Gummizylinder  $M_G$  entspricht, d.h. es ist

$$M_Z = M_G = M_W + M_B$$

Aus den Gln. (80) und (81) kann sowohl das Wirkmoment als auch das Blindmoment gewonnen werden. Es gilt für das Wirkmoment

$$M_W = \frac{1}{2} (M_G + M_P) = M_{WG} = M_{WP} \quad (82)$$

und für das Blindmoment

$$M_B = \frac{1}{2} (M_G - M_P) = M_{BG} = -M_{BP} \quad (83)$$

Da die Schmitzringumfänge und damit auch die jeweiligen Übersetzungsabweichungen  $\Delta i_{PG}(SR-SR-PG/Z)$  in der Versuchsmaschine fest vorgegeben waren, konnte die Abhängigkeit des Blindmomentes von der Übersetzungsabweichung an diesem System nicht untersucht werden. Man kann jedoch zu einer Aussage über diese Abhängigkeit kommen, wenn man ein System untersucht, bei dem die Übersetzungsabweichung variiert werden kann. Dies ist der Fall für das Reibradgetriebe "Platte-Gummi". Hier kann, wie schon in Abb. 46 gezeigt wurde, bei konstanter Eindrückung des Gummituches, das Radienverhältnis  $\frac{r_{BG}}{r_{BP}}$  und damit die Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  leicht verändert werden. Trägt man die nach Gl. (83) aus den gemessenen Zapfenmomenten  $M_P$  und  $M_G$  berechneten Blindmomente  $M_{BG}(PG, Z)$  über  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  auf, so zeigt sich nach Abb. 52 eine direkte Proportionalität zwischen  $M_B$  und  $\Delta i_{PG}$ . Die Tatsache, daß  $M_B \sim \Delta i_{PG}$  ist, weist auf rein elastische Ausgleichsvorgänge hin. Die Übertragung dieser Feststellung auf das Ersatzreibradgetriebe "SR-SR-PG" ist aus folgenden Gründen zulässig. Im Kap. 3.3 wurde mit Gl. (65) und Abb. 35 dargelegt, daß die Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG}(SR-SR/Z)$  zweier Reibradgetriebe "Schmitzringe" dem arithmetischen Mittel der beiden einzelnen Übersetzungsabweichungen  $\Delta i_{PG}(SR/Z)$  entspricht. Das bedeutet, daß der Ausgleich rein elastisch vor sich geht. Wie zudem schon aus Abb. 50 deutlich hervorgeht, ist der Einfluß des Reibradgetriebes "Platte-Gummi" auf das Ersatz-

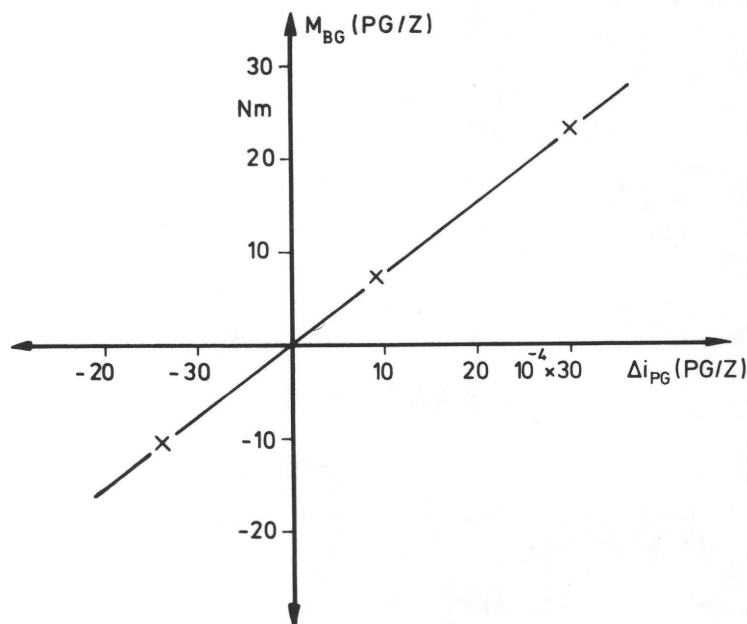


Abb. 52 Zweizylindersystem, Blindmoment in Funktion der Übersetzungsabweichung

reibradgetriebe "SR-SR-PG" vernachlässigbar, so daß die Feststellung, daß auch bei den Reibradgetrieben "Schmitzringe" der Ausgleich rein elastisch geschieht, auch beim Ersatzreibradgetriebe "SR-SR-PG" bestehen bleibt. Somit gilt

$$M_B \sim \Delta i_{PG} (SR - SR - PG/Z)$$

Weil der Einfluß des Reibradgetriebes "Platte-Gummi" vernachlässigbar ist, darf anstelle des Reibradgetriebes "SR-SR-PG" ersatzweise das Reibradgetriebe "SR-SR" gesetzt werden. In einem solchen Reibradgetriebe spielt nur die Antriebsrichtung eine Rolle, so daß die Zylinder mit den Indizes 1 für treibend und 2 für getrieben ausreichend gekennzeichnet sind. Aus der Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{PG} (SR-SR-PG/Z) \approx \Delta i_{PG} (SR-SR/Z)$  wird dann kurz  $\Delta i_{12}$ . Für die Zapfenmomente gelten dann entsprechend den Gln. (80) und (81) für den getriebenen Zylinder

$$M_2 = M_{W2} + M_{B2} = M_W + M_B = M_Z \quad (84.1)$$

und für den treibenden Zylinder

$$M_1 = M_{W1} + M_{B1} = M_W - M_B \quad (85.1)$$

Schreibt man nun

$$M_B = k \cdot \Delta i_{12}$$

dann ergibt sich aus den Gln. (84.1) und (85.1)

$$M_2 = M_{W2} + k \cdot \Delta i_{12} \quad (84.2)$$

und

$$M_1 = M_{W1} - k \cdot \Delta i_{12} \quad (85.2)$$

Da die beiden Wirkmomente konstant sind, verlaufen die beiden Zapfenmomente linear über  $\Delta i_{12}$ , wie in Abb. 53 qualitativ dargestellt ist. Man kann leicht erkennen, daß, wie schon in /12/ dargelegt wurde, in Abhängigkeit von  $\Delta i_{12}$  sieben verschiedene Antriebsfälle auftreten können, die durch die Größe und das Vorzeichen der Zapfenmomente  $M_1$  und  $M_2$  bestimmt sind. Der Zusammenhang zwischen  $M_1$  und  $M_2$  einerseits und dem dazu gehörigen Antriebsfall andererseits ist ebenfalls in Abb. 53 eingetragen. Es zeigt sich, daß jede Veränderung der Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{12}$  und damit des Blindmomentes  $M_B$  zu einem Wechsel des Antriebsfalles führen kann.

Betrachtet man ein reales Druckwerk, dann stellt man fest, daß die Übersetzungen der Getriebe und damit auch die Übersetzungsabweichungen nicht konstant sind, sondern bedingt durch den Gleichlauffehler der Verzahnung (Abb. 32) und durch die Unrundheitsfehler der Schmitzringe in Wirklichkeit periodische

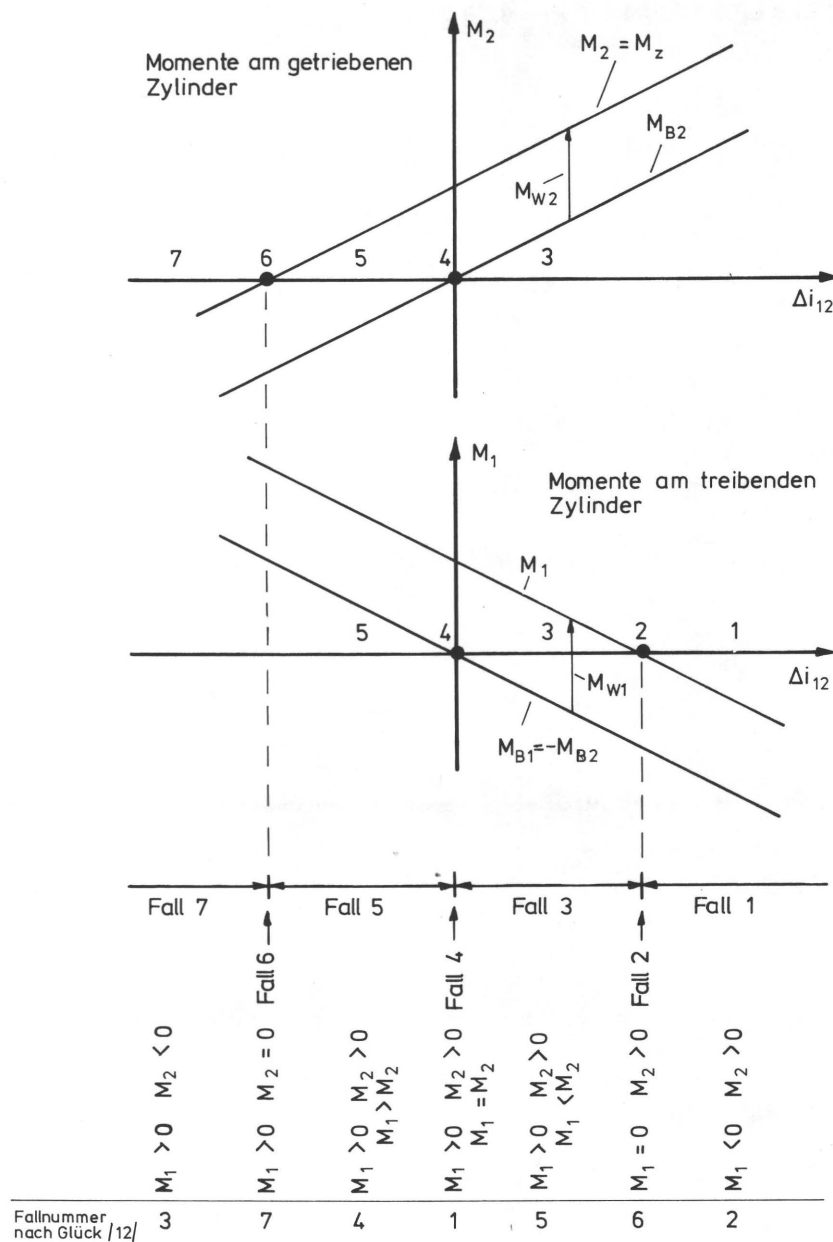


Abb. 53 Zweizylindersystem, Momentenverläufe in Funktion der Übersetzungsabweichung

Zeitfunktionen  $i(t)$  bzw.  $\Delta i(t)$  darstellen. Da die Blindmomente proportional  $\Delta i(t)$  sind, sind diese selbst auch Zeitfunktionen. Wegen der auftretenden Massenkräfte sind auch die Wirkmomente Zeitfunktionen. In Abb. 54 sind die Momentenverläufe der Zapfenmomente  $M_1$ ,  $M_2$ , des Blindmomentes am getriebenen Zylinder  $M_{B2} = \frac{1}{2} (M_2 - M_1)$  sowie der Wirkmomentanteil  $M_{W1} = M_{W2} = M_W = \frac{1}{2} (M_1 + M_2)$  für das Zweizylindersystem, bestehend aus dem trei-

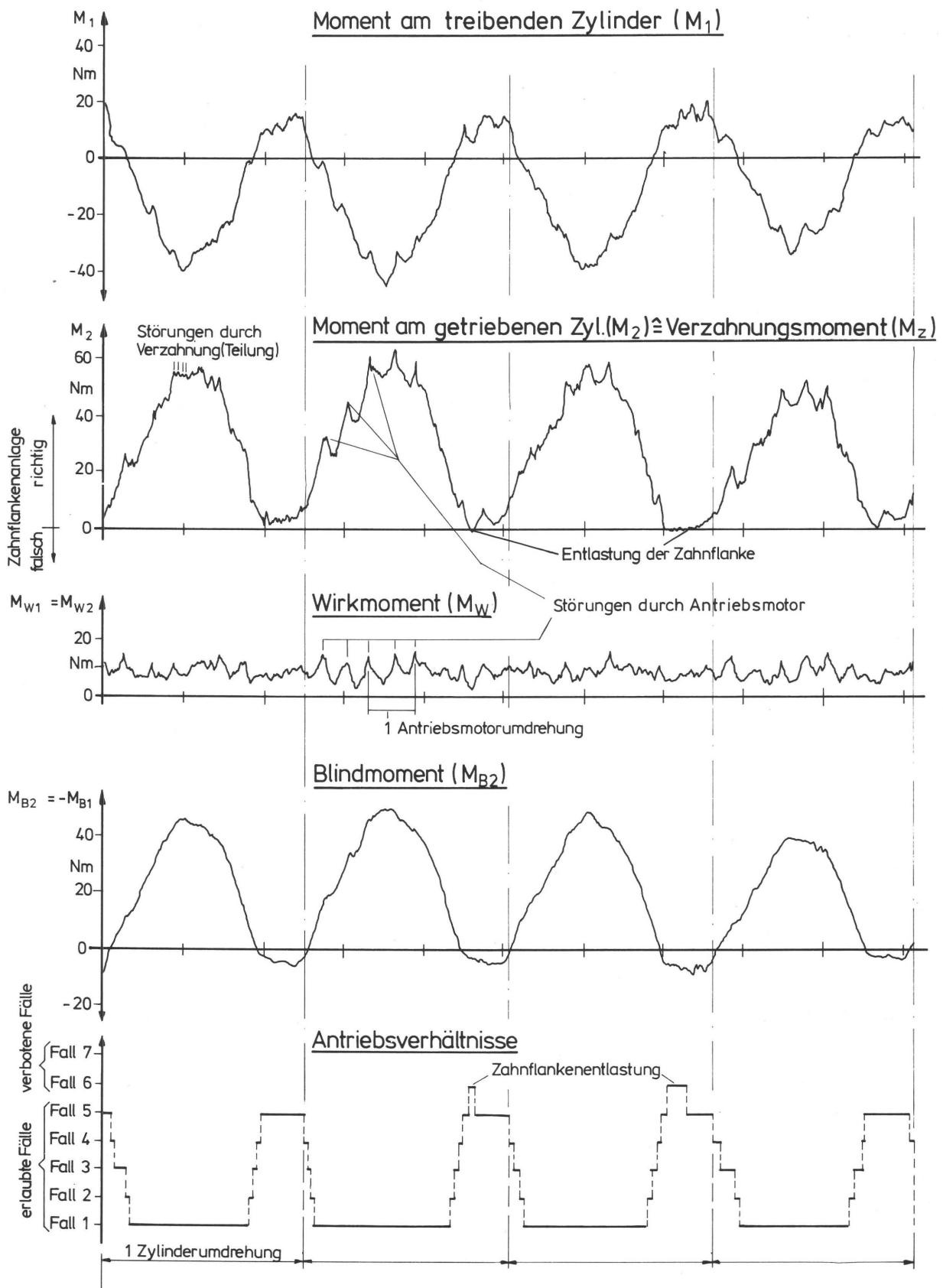


Abb. 54 Zweizylindersystem, gemessene Momentenverläufe und Antriebsfälle

benden unteren Plattenzylinder und dem getriebenen unteren Gummizylinder der Versuchsmaschine, aufgezeichnet. Es lagen die folgenden Versuchsbedingungen vor. Die Schmitzringvorspannung betrug 15 kN pro Seite. Der Radius des Plattenzylinderaufzuges entsprach dem Schmitzringradius, derjenige des Gummizylinderaufzuges war um 0,1 mm größer. Es war das weiche Gummituch Nr. 4 montiert. Die Drehzahl betrug  $n = 2 \text{ s}^{-1}$ .

Deutlich erkennbar schwankt das Blindmoment  $M_B$  und damit auch die Momente  $M_1$  und  $M_2$  periodisch pro Umdrehung. Das Wirkmoment weist periodische Störungen durch den Antriebsmotor, den Zahneingriff und die nun auftretenden Beschleunigungsmomente auf. Werden nun nach den Bedingungen in Abb. 53 aus  $M_1$  und  $M_2$  die vorkommenden Antriebsfälle ermittelt, so zeigt sich, daß an dem in Abb. 54 gezeigten Zweizylindersystem bis auf Fall 7 alle Antriebsfälle vorkommen. Dies war entsprechend der großen Schwankung und des Vorzeichenwechsels von  $M_B$  zu erwarten.

Betrachtet man den Verlauf des Verzahnungsmomentes  $M_Z$ , das im Zweizylindersystem dem Verlauf von  $M_2$  entspricht, so erkennt man aus Abb. 54, daß die Zahnflankenbelastung im wesentlichen durch das Blindmoment  $M_B$  bestimmt wird. Die sichtbaren Störungen durch den Antriebsmotor und durch den Zahneingriff entstehen durch den Wirkmomentanteil und sind unter normalen Betriebsbedingungen von untergeordneter Bedeutung. Obwohl die Rundheitsfehler und die Gleichlauffehler der Verzahnung innerhalb der im Druckmaschinenbau bisher üblichen Toleranzen liegen, treten an einigen Stellen Zahnflankenentlastungen auf, wie das Auftreten des verbotenen Falles 6 bestätigt. Trotzdem waren bei dem in Abb. 54 gezeigten Beispiel die Verhältnisse noch recht günstig. Wären zufällig die Fertigungstoleranzen genau entgegengesetzt gleich ausgefallen, was gedanklich bedeutet, daß auf jeder Seite die im vorliegenden Falle vorhandenen Schmitzringe vertauscht wären, dann würde sich ein Blindmomentenverlauf ergeben, der zur Abszisse spiegelbildlich liegen würde. Dabei wären die Toleranzvorschriften durchaus eingehalten. Man muß also damit rechnen, daß auch Blindmomente in der Größenordnung von  $M_{B2} = -45 \text{ Nm}$  auftreten und somit nicht nur Zahnflankenentlastungen, sondern auch Belastungen der Gegenzahnflanke vorkommen. Solche

Verhältnisse lagen in einem anderen Zweizylindersystem der Versuchsmaschine, bei dem der obere Plattenzylinder angetrieben wurde, in der Tat vor. Abb. 55 zeigt dies für  $n = 2 \text{ s}^{-1}$  am Verlauf des Verzahnungsmomentes  $M_Z = M_2$ . Es treten hier nur die verbotenen Fälle 6 und 7 auf, d.h. es war immer das Blindmoment  $M_{B2} \leq 0$ .

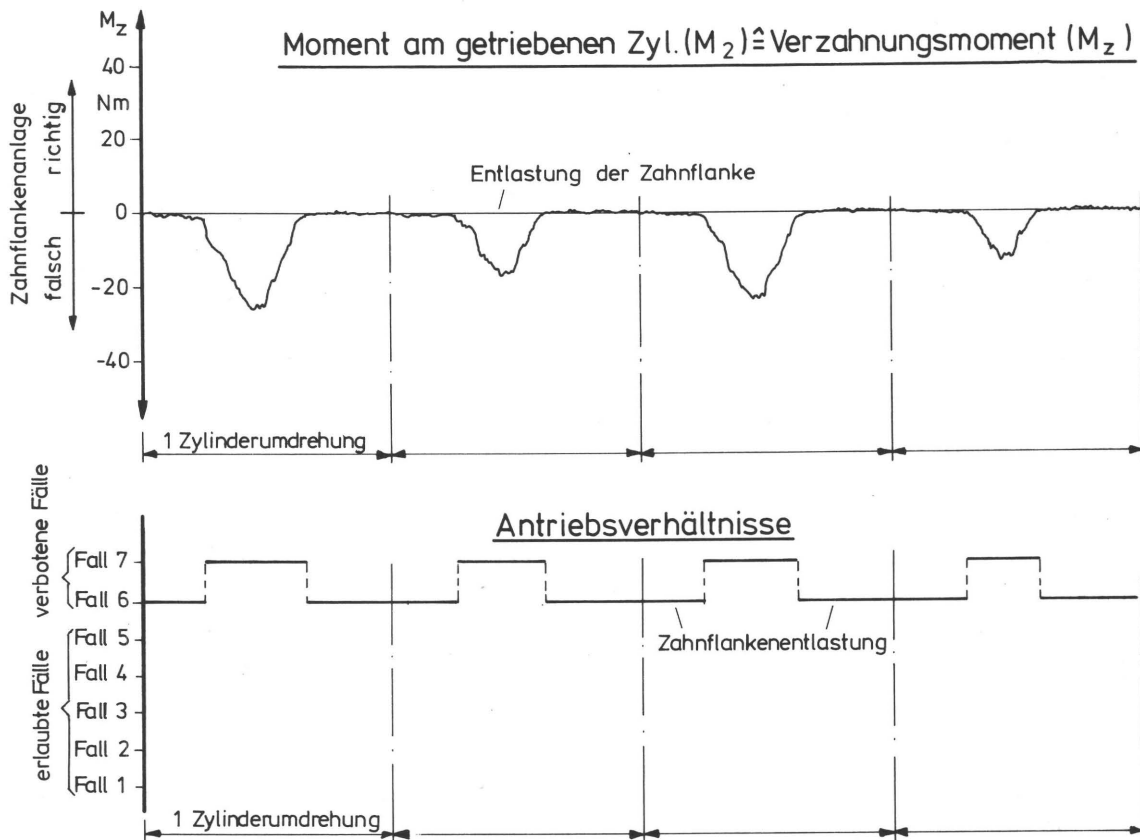


Abb. 55 Zweizylindersystem, gemessenes Verzahnungsmoment und Antriebsfälle

Neben den periodisch pro Umdrehung auftretenden Rundheitsfehlern der Schmitzringe und den Gleichlauffehlern der Verzahnung tritt ein weiterer Einflußfaktor auf die Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{12}$  und damit auf das Blindmoment  $M_B$  auf. Dieser entsteht durch die Wälzlagerung der Zylinder, deren Käfig pro Umdrehung nicht ganz eine halbe Umdrehung zurückliegt. Nach [21] gilt für die Käfigdrehzahl der Lager

$$n_K = \frac{n_{\text{Zyl.}}}{2} \left( 1 - \frac{\cos \alpha_w}{T/d_w} \right) \quad (86)$$



Hieraus ergibt sich mit dem Druckwinkel  $\alpha_w = 0$  für Radiallager, dem Teilkreisdurchmesser von  $T = 88$  mm und dem Wälzkörperdurchmesser  $d_w = 4$  mm für die Zylinderlagerung der Versuchsmaschine die Käfigdrehzahl zu  $n_K = \frac{21}{44} n_{Zyl} \approx \frac{1}{2} n_{Zyl}$ .

Da die Drehzahlen des Lagerkäfigs und des Zylinders unterschiedlich sind, ergibt sich durch die Überlagerung der beiden Drehfrequenzen eine zusätzliche Frequenz. Mit der Periodendauer

$$T = \frac{1}{f} = \frac{1}{n}$$

gilt

$$\frac{T_{Zyl.}}{T_K} = \frac{n_K}{n_{Zyl.}} = \frac{A}{B} \quad (87)$$

A und B sind ganzzahlig und teilerfremd.

Hieraus wird die Periodendauer T der überlagerten Frequenz für die Versuchsmaschine aus  $\frac{n_K}{n_{Zyl}} = \frac{21}{44} = \frac{A}{B}$

$$T = 44 T_{Zyl.} = 21 T_K$$

und damit wird die überlagerte Frequenz selbst

$$f = \frac{1}{44} n_{Zyl.}$$

Dies bedeutet, daß die Lage von Käfig und Zylinder im Raum nach 44 Zylinderumdrehungen wieder dem Ausgangszustand entspricht.

Die Zylinderachsen nehmen durch die Durchmessertoleranz der Wälzkörper und deren jeweiliger Lager von Umdrehung zu Umdrehung eine etwas andere Position ein. Dies führt zu Achsabstandsänderungen der Zylinder, die über die Zahnform Differenzwinkeländerungen verursachen. In der Folge ergibt

sich auch eine Veränderung des Spannungszustandes und damit des Blindmomentes. Für die Frequenz dieser Erscheinung gilt ebenfalls Gl. (86). In der Abb. 56 sind alle drei Frequenzen, nämlich die durch Rundheitsfehler der Schmitzringe und den Gleichlauffehler der Verzahnung hervorgerufene Frequenz  $f = n_{Zy1}$ , die durch die Käfigdrehung hervorgerufene Frequenz  $f = n_K \approx \frac{1}{2} n_{Zy1}$  und die durch die Überlagerung dieser beiden Frequenzen entstandene Frequenz  $f = \frac{1}{44} n_{Zy1}$  im Verlauf des Differenzwinkels erkennbar. Die Frequenz  $f = n_K \approx \frac{1}{2} n_{Zy1}$  ist beispielsweise auch am Momentenverlauf in Abb. 55 zu erkennen.

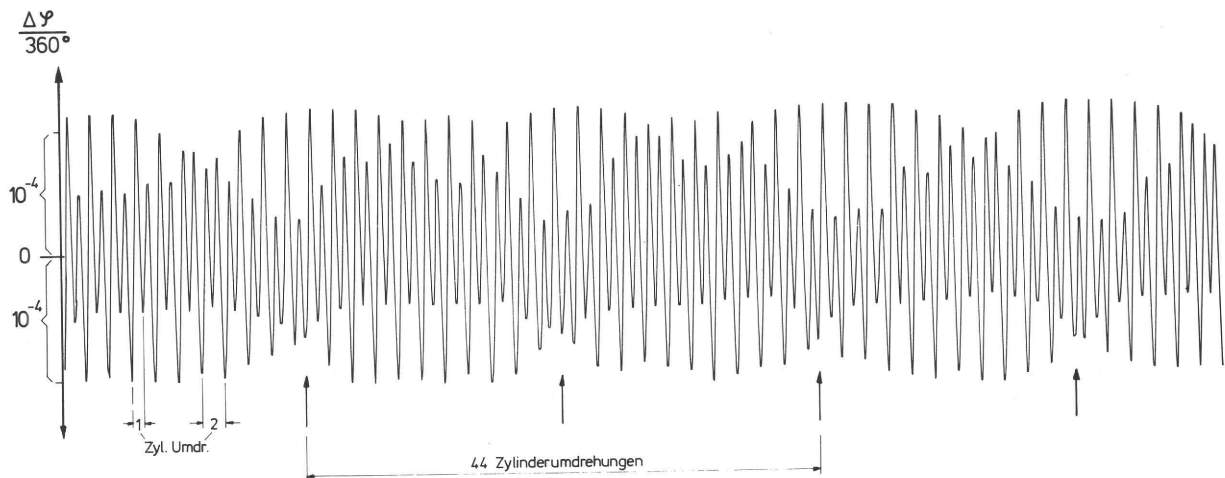


Abb. 56 Zweizylindersystem, Gleichlauffehler

Im Sinne einer Achsabstandsänderung würden auch Rundheitsfehler des Lagerinnenringes wirken. Aus den Meßergebnissen ist jedoch ein solcher Einfluß nicht feststellbar, da die Frequenz dieses Wechselanteiles mit der Drehfrequenz des Zylinders übereinstimmt und damit vom Rundheitsfehler der Schmitzringe und dem Gleichlauffehler der Verzahnung verdeckt wird.

Das Blindmoment bei Schmitzringläufern wird also im wesentlichen durch folgende vier Größen bestimmt, nämlich durch

- das Umfangsverhältnis der Schmitzringe
- den Rundheitsfehler der Schmitzringe
- den Gleichlauffehler der Verzahnung und
- die Rundlauffehler der Wälzlagerung.

Im allgemeinen sind die ersten drei Größen von besonderem Einfluß. Sie bestimmen die zeitabhängige Übersetzungsabweichung  $\Delta i_{12}(t)$  und im wesentlichen den Verlauf des Blindmomentes nach Frequenz und Amplitude. Dabei liefert das Umfangsverhältnis der Schmitzringe, das vom Konstrukteur vorgegeben werden kann, den Grundlastanteil. Rundheits- und Gleichlauffehler, welche die Wechselanteile ergeben, hängen von den Fertigungstoleranzen ab. Der Konstrukteur muß diese nun nach Maßgabe der zur Verfügung stehenden Fertigungseinrichtungen einschränken, wobei er deren Möglichkeiten voll ausschöpfen sollte. Der Wälzlager-einfluß ist nur dann von Bedeutung, wenn von der Toleranz her ungeeignete oder defekte Lager vorliegen.

Für die Zahnflankenbelastung ist neben dem Blindmoment  $M_B$  das Wirkmoment  $M_W$  ebenso maßgeblich. Dieses Wirkmoment hängt nun sehr stark von der konstruktiven Gestaltung der Druckeinheit ab. Der allgemeine Antriebsfall ist dadurch gekennzeichnet, daß, ausgehend von einem angetriebenen Zylinder, eine oder mehrere Getriebeketten abzweigen. Diese Getriebeketten enden immer im Farb- und eventuell im Feuchtwerk. In der untersuchten Druckeinheit treten zwei solche Getriebeketten auf, die in Abb. 57 schematisch dargestellt sind. (In der Versuchsmaschine sind die Feuchtwerte druckwerksunabhängig angetrieben). Druck-technisch sind besonders wichtig die Zahneingriffe 1, 2 und 3 zwischen den Zylindern. Die Zahnflankenbelastungen dieser Zahneingriffe entscheiden darüber, ob Dublieren auftritt. Führt nämlich das Blindmoment zu einer Entlastung der Zahnflanken, so können sich die Zylinderoberflächen um das Zahnflankenspiel und um die - vernachlässigbare - Einfederungsänderung gegeneinander verschieben. Dies kann, wie die Erfahrung zeigt, zwischen Platten- und Gummizylinder zu einer, gegenüber der vorangegangenen, örtlich versetzten Übertragung der Druckpunkte führen. Bei der darauf folgenden Übertragung der Farbschicht vom Gummizylinder auf den Bedruckstoff erscheint dann neben der neuen Farbschicht die abgeschwächte, entsprechend versetzte Restfarbschicht aus der vorangegangenen Übertragung. Dieses sogenannte Dublieren innerhalb des Druckwerkes verändert beim Mehrfarbendruck auch schon bei kaum sichtbarem Versatz am

Einzelpunkt den Gesamtfarbeindruck merklich, wodurch unbrauchbare Druckprodukte entstehen.

Die Zahneingriffe der Versuchsmaschine werden durch folgende Wirkmomente belastet

$$\begin{aligned}
 M_W(4) &= M_{WFO} \\
 M_W(3) &= M_W(4) + M_{WPO} = M_{WFO} + M_{WPO} \\
 M_W(2) &= M_W(3) + M_{WGO} = M_{WFO} + M_{WPO} + M_{WGO} \\
 M_W(1) &= M_W(2) + M_{WGU} = M_{WFO} + M_{WPO} + M_{WGO} + M_{WGU} \\
 M_W(1') &= M_{WPU} \\
 M_W(1') &= M_{WPU}
 \end{aligned}
 \tag{88}$$

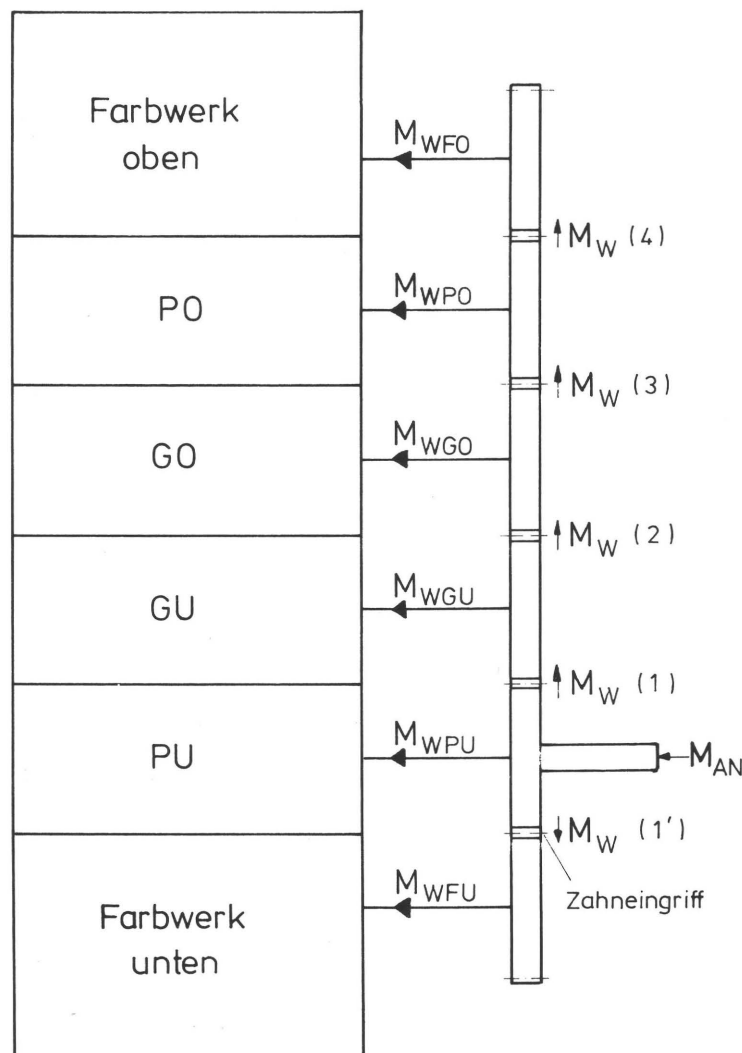


Abb. 57 Wirkmomentanteile in der Getriebekette der Versuchsmaschine

Da alle Wirkmomentanteile positiv sind, liefern sie in jedem Zahneingriff einen Belastungsanteil auf die treibenden Zahnflanken und zwar steigend vom Zahneingriff 4 zum Zahneingriff 1. Da jedoch das effektive Verzahnungsmoment  $M_Z(i) = M_B(i) + M_W(i)$  ist, kann trotzdem das Verzahnungsmoment negativ werden, weil in gewissen Fällen der Absolutwert des negativen Blindmomentes größer ist als das Wirkmoment. Dadurch entsteht ein Zahnflankenwechsel mit der Folge des Dublierens. Besonders kritisch ist offensichtlich der Zahneingriff 3, der das kleinste Wirkmoment zu übertragen hat. Durch den konstruktiven Aufbau der Versuchsmaschine war es nicht möglich, die ausschlaggebenden Wirkmomentanteile  $M_{WFO}$  und  $M_{WPO}$  direkt zu messen. Eine Abschätzung der Größenordnung ist jedoch möglich. In Abb. 58 sind in Abhängigkeit von der Drehzahl das Gesamtantriebsmoment des vierzylindrigen Druckwerkes  $M_{AN}(DW)$  allein und das Gesamtantriebsmoment der Druckeinheit  $M_{AN}(DW+2FW)$ , bestehend aus dem vierzylindrigen Druckwerk und den zwei eingefärbten Farbwerken, eingetragen. Aus diesen gemessenen Momenten kann der Wirkmomentanteil der Farbwerke bestimmt werden. Es gilt

$$M_{WFO} + M_{WFO} = M_{AN}(DW + 2FW) - M_{AN}(DW) \quad (89)$$

Da die Farbwerke symmetrisch aufgebaut sind, gilt mit guter Näherung

$$M_{WFO} \approx M_{WFO} \approx \frac{1}{2} [M_{AN}(DW + 2FW) - M_{AN}(DW)] \quad (90)$$

Gleichfalls kann man den Wirkmomentanteil der Zylinder abschätzen, indem man davon ausgeht, daß diese Wirkmomente im wesentlichen durch die Lagerreibmomente und die Gleitreibmomente gegeben sind, d.h. es wird davon ausgegangen, daß das viskoelastische Moment gegenüber diesen beiden Anteilen vernachlässigbar klein ist. Unter dieser Voraussetzung gilt

$$M_{WPO} \approx \frac{1}{4} M_{AN}(DW) \approx M_{WGO} \approx M_{WGU} \approx M_{WPU} \quad (91)$$

Dieser Wirkmomentanteil stimmt in der Größenordnung mit dem Mittelwert des Wirkmomentanteiles aus Abb. 54 gut überein. Damit wird das Wirkmoment am Zahneingriff 3 zu

$$M_W(3) = M_{WFO} + M_{WPO}$$

$$M_W(3) = \frac{1}{2} [M_{AN}(DW + 2FW) - M_{AN}(DW)] + \frac{1}{4} M_{AN}(DW) \quad (92)$$

Aus den Werten von Abb. 58 ergibt sich, daß das maximale Wirkmoment  $M_W(3) \approx 20 \text{ Nm} + 12,5 \text{ Nm} = 32,5 \text{ Nm}$  beträgt. Zieht man dazu die Aussagen zum Blindmoment heran und erinnert sich, daß

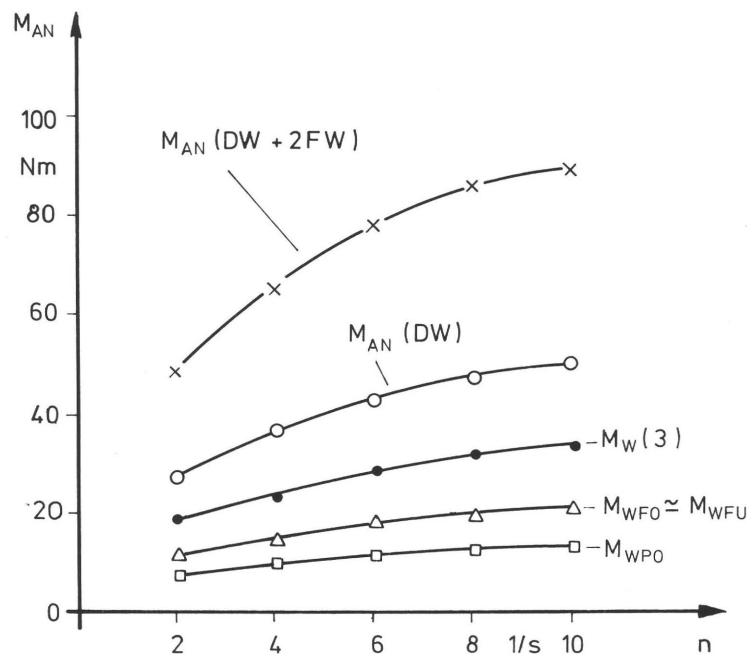


Abb. 58 Wirkmomente am Versuchsdruckwerk

Blindmomente in der Größenordnung von  $M_{B2} = -45 \text{ Nm}$  ohne weiteres möglich sind, dann erkennt man, daß ein vollständiger Zahnflankenwechsel durchaus im Rahmen des möglichen liegt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, daß zwar der Wirkmomentanteil des Farbwertes einen belastenden Anteil im Sinne der richtigen Zahnflankenanlage liefert, jedoch genügt dieser nicht in allen

Fällen, um den Einfluß unglücklich liegender Toleranzen zu kompensieren und damit Dubliererscheinungen zu vermeiden. Die oft geäußerte Meinung, daß der Wirkmomentanteil des Farbwerkes immer genügt, um die richtige Zahnflankenanlage zu erzwingen, läßt sich offensichtlich nicht belegen.

Um jeden Zahnflankenwechsel zu vermeiden, muß offensichtlich in einem überbestimmten System parallelgeschalteter Antriebsmechanismen dafür gesorgt werden, daß mindestens in jedem der sich folgenden Zweizylindersysteme des Druckwerkes das Verzahnungsmoment  $M_Z(i) > 0$  ist. Man befindet sich auf jeden Fall dann auf der sicheren Seite, wenn das Blindmoment  $M_B(i) > 0$ , d.h. wenn in jedem Zweizylindersystem  $\Delta i_{12}(t) > 0$  ist. Dies kann nur dadurch erreicht werden, daß die Durchmesser der sich jeweils in der Getriebekette folgenden Schmitzringe durch Nebeneinanderlegen der Toleranzfelder bewußt größer gemacht werden. Das setzt jedoch voraus, daß die Toleranzbereiche für die Unrundheit der Schmitzringe, für den Gleichlauffehler der Verzahnung und für den Durchmesserfehler der Wälzkörper so eng gewählt werden, daß die notwendige Abstufung der Schmitzringdurchmesser zu keinem untragbaren Verschleiß führt.

### 3.6.2 Abrollverhalten von Systemen ohne Schmitzringe

Im Gegensatz zu schnell laufenden Rotationsmaschinen arbeiten viele Bogenoffsetmaschinen ohne Schmitzringe. Auch bei diesen Maschinen setzt sich die Zahnflankenbelastung  $M_Z$  aus dem Blind- und Wirkmoment zusammen. Das Blindmoment entsteht bei diesen Maschinen allein durch die Übersetzungsabweichung des Reibradgetriebes "Platte-Gummi"  $\Delta i_{PG}(PG/Z)$  bei getriebenem Gummizylinder, bzw.  $\Delta i_{GP}(PG/Z) = - \Delta i_{PG}(PG/Z)$  bei getriebenem Platten- oder Druckzylinder. Die Übersetzungsabweichung und damit das entstehende Blindmoment wird

- durch das Radienverhältnis  $\frac{r_{BG}}{r_{BP}}$  (Abb. 46)
- durch den Gummituchaufbau (Abb. 47) und
- die Eindrückung  $x_G$  des Gummituches (Abb. 48)

bestimmt. Aufgrund des, verglichen mit Stahl, niedrigen Elastizitätsmoduls der Gummitücher machen sich kleine Änderungen der Übersetzungsabweichung, wie sie durch Rundheits-, Verzahnungs- und Wälzlagerfehler entstehen, bei Druckwerken ohne Schmitzringe im Blindmoment fast nicht bemerkbar. Da jedoch die durch die Radienverhältnisse, die Eindrückung und den Aufbau des Gummituches entstehenden Übersetzungsabweichungen im allgemeinen 10 bis 100 mal höher sind als die Übersetzungsabweichungen der Schmitzringe, können trotzdem erhebliche Blindmomente auftreten. Diese bleiben, solange Berührung auftritt, praktisch konstant. Während des Durchlaufes des Spannkanales bricht das Blindmoment jedoch vollständig zusammen, wie Abb. 59 zeigt. Der Abfall und

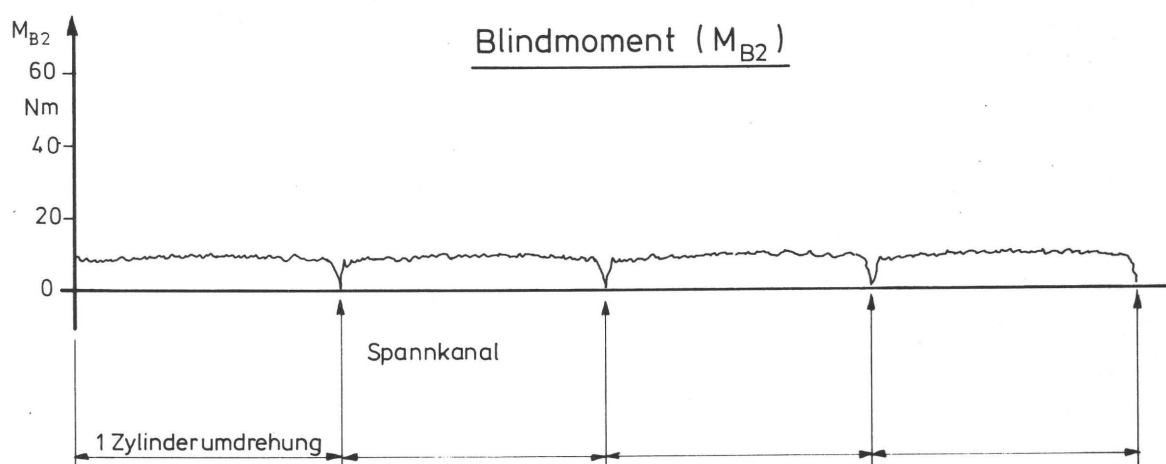


Abb. 59 Zweizylindersystem ohne Schmitzringe,  
Blindmomentenverlauf

Wiederaanstieg regt Drehschwingungen an. Wegen des hohen Massenträgheitsmomentes der Zylinder sind die angeregten Amplituden meist vernachlässigbar klein. In der Tat wurden bei allen durchgeführten Untersuchungen Drehschwingungen infolge der Kanalregung nie festgestellt.

In der Praxis kommt es häufig vor, daß Druckzylinder, Gummizylinder und Plattenzylinder ungefähr gleiche Radien aufweisen. Beim Antrieb des Druckwerkes über den Druckzylinder und bei Verwendung eines weichen Gummituches entsteht dann im Zweizylind-



dersystem (Druckzylinder-Gummizylinder) ein positives Blindmoment, das die richtige Zahnflanke belastet. Umgekehrt entsteht im nachfolgenden Zweizylindersystem (Gummizylinder-Plattenzylinder) ein negatives Blindmoment, welches in Richtung eines Zahnflankenwechsels wirkt. Der Zahnflankenwechsel tritt dann nicht auf, wenn stets das Verzahnungsmoment

$$M_Z = M_B + M_W > 0$$

ist, d.h. wenn

$$M_W > |M_B|$$

Das Wirkmoment wird, wie bei der Rollenrotationsmaschine, vom Wirkmomentanteil des Farbwerkes  $M_{WF}$  und dem Wirkmomentanteil des Plattenzylinders  $M_{WP}$  geliefert. Dabei ist zu berücksichtigen, daß der Farbwerksanteil bei Bogenmaschinen eher größer ist als bei Rollenmaschinen, weil die Bogenmaschinenfarbwerke im allgemeinen eine größere Zahl von Farbwalzen aufweisen und zudem im allgemeinen auch Druckfarben höherer Viskosität benutzt werden. Der Wirkmomentanteil des Farbwerkes einer Bogenmaschine ist daher eher größer als der aus Abb. 58 ableitbare Anteil  $M_{WF0} = 12,5 \text{ Nm}$  bei  $n = 2 \text{ s}^{-1}$ . Es wird also in Anbetracht des Wirkmomentanteiles des Plattenzylinders  $M_{WP} > 0$  auch

$$M_W = M_{WP} + M_{WF} \geq 12,5 \text{ Nm}$$

sein. Damit läßt sich sofort ableiten, daß für den vorliegenden Fall, nämlich Gleichheit der Zylinderradien und Verwendung eines weichen Gummituches, das Verzahnungsmoment

$$M_Z = M_W + M_B > 0$$

sein wird. Trotz des negativen Blindmomentes entsteht auch hier die geforderte richtige Zahnflankenanlage.

Wenngleich der dargelegte Fall als Regelfall betrachtet werden darf, ist gelegentlich mit beträchtlichen Abweichungen zu rechnen, die zu einer erheblichen Erhöhung des Blindmomentes und damit zu einer Zahnflankenentlastung oder gar zu einem Zahnflanken-

wechsel führen können. Diese Blindmomentenerhöhung tritt dann auf, wenn der Drucker anstelle des weichen ein hartes Gummituch wählt, zum Zwecke der Druckbildverlängerung den Plattenzylinder-radius verkleinert oder zum Ausgleich von Gummituchunebenheiten die Eindrückung erhöht. Die Verhältnisse bei den schmitzringlosen Bogenmaschinen sind also viel kritischer als bei Schmitzringläufern, weil bei diesen die Reibradgetriebe "Schmitzringe" die eben genannten Einflüsse mindestens unter der Voraussetzung einer ausreichenden Vorspannung und richtiger Wahl der Toleranzbereiche überdecken.

#### 4. Auswirkung der Spannkanäle auf das dynamische Verhalten von Offsetdruckwerken

Zur Übertragung der Druckfarbe vom Plattenzylinder auf den Gummizylinder, bzw. von Gummizylindern auf den Bedruckstoff ist in der Berührungszone eine ausreichende Druckspannung erforderlich. Diese wird durch die Eindrückung des Gummituches erzeugt. Da die Offsetzylinderoberflächen durch Kanäle unterbrochen sind, die zum Spannen der Druckplatten und des Gummituches dienen, bricht bei jedem Kanaldurchgang die Druckspannung zusammen. Die Zylinderballen werden in radialer Richtung entlastet.

Der Kanaldurchgang, d.h. der Zusammenbruch und Wiederaufbau der Druckspannung erfolgt in extrem kurzer Zeit, bei Rollenmaschinen mit einer Bahngeschwindigkeit von 10 m/s in nur etwa 1 ms. Diese kurzzeitige Druckkraftänderung bewirkt eine breitbandige Anregung von Schwingungen, die erst weit hinter dem Druckanfang abgeklungen sind. Die Auswirkungen der Wechselbelastung werden am Druckanfang als äquidistante Streifen senkrecht zur Laufrichtung auf den Druckprodukten sichtbar, wodurch diese unbrauchbar sind.

Im folgenden werden daher die Einflußfaktoren auf die Schwingungsanregung näher untersucht, um Hinweise auf eine Reduzierung der Anregung bzw. der Auswirkung zu erhalten.

Für die Schwingungsanregung ist die von der Größe und dem zeitlichen Verlauf der Druckkraft  $F_D$  abhängige Federenergie des mechanischen Systemes maßgeblich, da diese Energie beim Zusammenbruch der Druckkraft im Kanal frei wird. Die Größe der potentiellen Energie wird mit der Druckkraft  $F_D$  und der durch sie bewirkten Abstandsänderung  $\Delta a$  der beiden Zylinder zu

$$W = \frac{1}{2} F_D \cdot \Delta a \quad (93)$$

Mit der Steifigkeit  $c$  des von der Druckkraft  $F_D$  verformten Systemes kann man die Druckkraft wie folgt anschreiben

$$F_D = c \cdot \Delta a \quad (94)$$

Zieht man die beiden Gleichungen zusammen, so ergibt sich die für die Schwingungsanregung maßgebliche potentielle Energie zu

$$W = \frac{1}{2} \frac{F_D^2}{c} \quad (95)$$

Bei einem gegebenen Maschinenformat und gegebenen Gummitüchern darf die Druckkraft  $F_D$  als Konstante betrachtet werden, so daß vereinfacht gilt

$$W \sim \frac{1}{c} \quad (96)$$

Durch die Erhöhung der Steifigkeit  $c$  des Druckwerkes kann bei gegebener Druckkraft  $F_D$  die potentielle Energie  $W$  verringert werden, da diese umgekehrt proportional zur Federsteifigkeit  $c$  ist. Für den Fall eines schmitzringlosen Systemes bestimmen Zylinderballen, Wellenzapfen, Lager und Druckwerkwände die Systemfedersteifigkeit  $c$  (ohne SR) (Abb. 60). Es gilt, da diese Systemteile in Reihe geschaltet sind,

$$C(\text{ohne SR}) = C_{BZLW} = \frac{1}{\frac{1}{C_{\text{Ballen}}} + \frac{1}{C_{\text{Zapfen}}} + \frac{1}{C_{\text{Lager}}} + \frac{1}{C_{\text{Wand}}}} \quad (97)$$

Da die Zylinderballen und die Wände gegenüber den anderen Systemteilen eine vergleichsweise sehr hohe Steifigkeit haben, gilt mit guter Näherung

$$C(\text{ohne SR}) = C_{ZL} = \frac{1}{\frac{1}{C_{\text{Zapfen}}} + \frac{1}{C_{\text{Lager}}}} \quad (98)$$

Maßgeblich für die Steifigkeit  $c$  sind also vorwiegend die Lager und die Zapfen. Der Konstrukteur unternimmt alles, um deren Steifigkeit zu erhöhen. Erfahrungsgemäß reichen die möglichen Maßnahmen jedoch bei schnellen Rollenrotationsmaschinen nicht

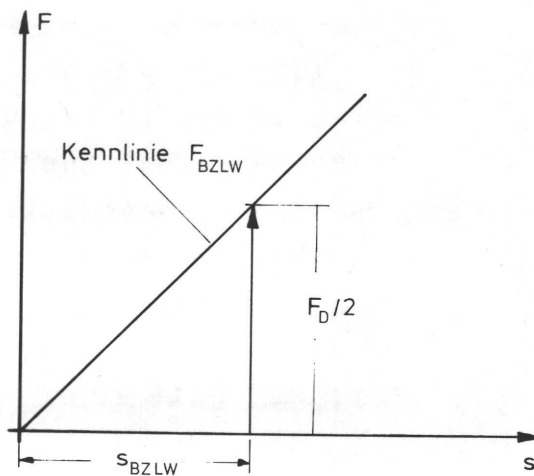
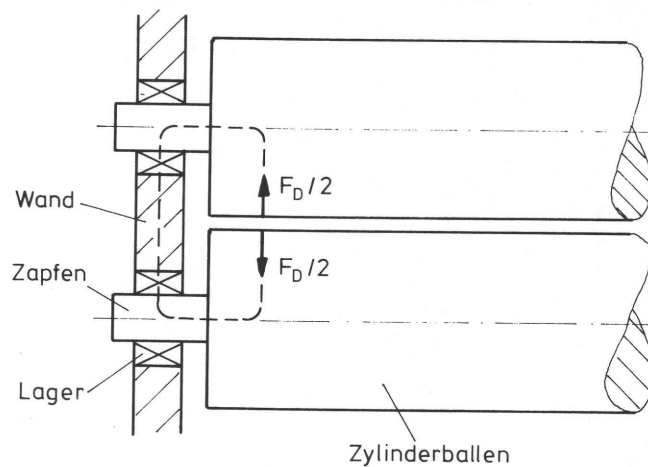


Abb. 60 Zweizylindersystem ohne Schmitzringe, Kraftfluß

aus. Die Abb. 61, welche das kräftige Ansteigen der Lagerkraftamplituden für verschiedene Drehzahlen zeigt, bestätigt diese Aussage. Es werden daher als zusätzliches Mittel zur Steifigkeitserhöhung Schmitzringe eingesetzt, welche den Systemteilen Ballen, Zapfen, Lager und Wände parallelgeschaltet sind. Da die Steifigkeit  $c_{SR}$  der Schmitzringe additiv wirkt, gilt für die Systemsteifigkeit

$$C(\text{mit SR}) = C_{BZLW} + C_{SR} \quad (99)$$

Damit die Gl. (99) unter allen Betriebsbedingungen erfüllt ist, dürfen die Schmitzringe unter dem Einfluß der Druckkraft nie

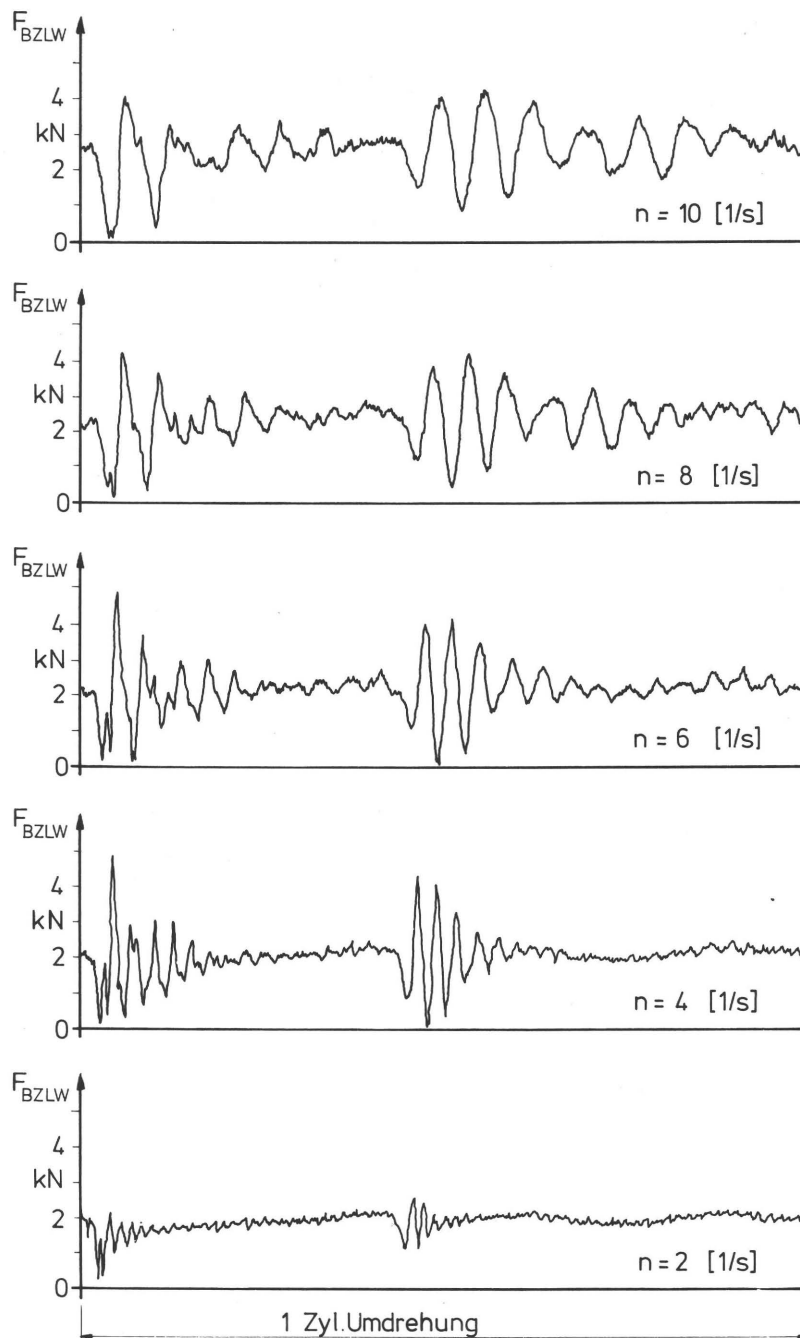


Abb. 61 Druckkraftschwankung im System ohne Schmitzringe  
(Vierzylindersystem mit zwei Kanaldurchgängen)

voneinander abheben. Würden sie das tun, dann würde das System sich gleich verhalten wie ein schmitzringloses System. Es gilt also die grundlegende Bedingung, daß das System Ballen, Zapfen, Lager und Wand auf die Schmitzringe eine Kraft  $F_{SR}$  ausübt, welche stets größer als Null ist. Das System muß also

ausreichend vorgespannt werden, was praxisüblich über Exzenter geschieht. Aus dem Verspannungsdiagramm in Abb. 62 läßt sich

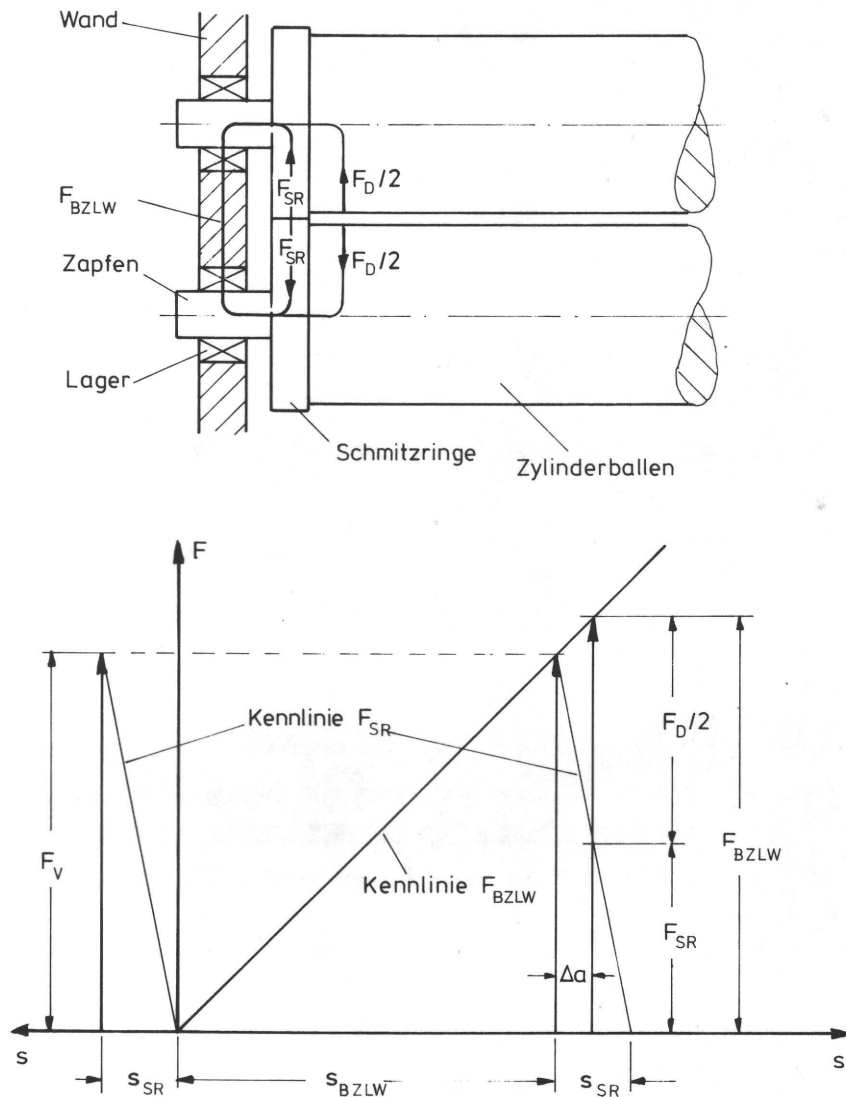


Abb. 62 Zweizylindersystem mit Schmitzringen, Verspannungsdiagramm

folgendes entnehmen. Wirkt neben der Vorspannkraft eine Druckkraft  $F_D > 0$ , so wird das System Ballen, Zapfen, Lager und Wand entsprechend dem Druckkraftanteil  $F_D/2$  zusätzlich gedehnt, die Schmitzringe dagegen entlastet. Aus Gleichgewichtsgründen muß die Kraft  $F_{BZLW}$  gleich der Summe des Druckkraftanteiles  $F_D/2$  und der Schmitzringkraft  $F_{SR}$  sein. Hieraus ergibt sich der Ort zum Einzeichnen des Druckkraftanteiles  $F_D/2$  und daraus die durch

die Rückverformung der Schmitzringe entstehende Abstandsänderung  $\Delta a$  des Zylinderballens. Damit das Verspannungsdiagramm quantitativ richtig aufgezeichnet werden kann, ist es notwendig, die Steifigkeit  $c_{BZLW}$  von Ballen, Zapfen, Lager und Wand und die Steifigkeit  $c_{SR}$  der Schmitzringe zu bestimmen.

Die Messung der Steifigkeit  $c_{BZLW} = c$  (ohne SR) geschieht wie folgt. Mit Hilfe der früher beschriebenen hydraulischen Kraftgeber wird eine etwa der Druckkraft  $F_D$  entsprechende Kraft  $F_1$  in das nicht vorgespannte System eingegeben. Anschließend wird mittels Endmaßen der Ballenabstand gemessen. Dasselbe wird mit einer etwas höheren Kraft  $F_2$  noch einmal durchgeführt, wobei gegenüber der vorangegangenen Messung eine Abstandsänderung  $\Delta a$  entsteht. Die Steifigkeit wird dann zu

$$c_{BZLW} = \frac{F_2 - F_1}{\Delta a} = \frac{\Delta F}{\Delta a} = c \text{ (ohne SR)} \quad (100)$$

Die so gemessene Steifigkeit betrug am Versuchsdruckwerk  $c_{BZLW} = 1,8 \cdot 10^8 \frac{N}{m}$ .

Zur Messung der Schmitzringsteifigkeit  $c_{SR}$  wird bei nun vorgespanntem System genau gleich vorgegangen. Dabei ist als Nebenbedingung zu beachten, daß  $F_1 > 0$  und  $F_1 < F_2 < F_V$  ist. Da jetzt das Gesamtsystem mit Schmitzringen verformt wird, ergibt sich unmittelbar die Steifigkeit  $c$  (mit SR) nach Gl. (99) und daraus die Schmitzringsteifigkeit

$$c_{SR} = c \text{ (mit SR)} - c_{BZLW} \quad (101)$$

Es ergab sich mit der Gesamtsteifigkeit  $c$  (mit SR)  $= 10,8 \cdot 10^8 \frac{N}{m}$  die Schmitzringsteifigkeit  $c_{SR} = 9 \cdot 10^8 \frac{N}{m}$ . Mit diesen beiden Steifigkeitswerten und der gewählten Vorspannkraft kann nun das Verspannungsdiagramm gezeichnet werden.



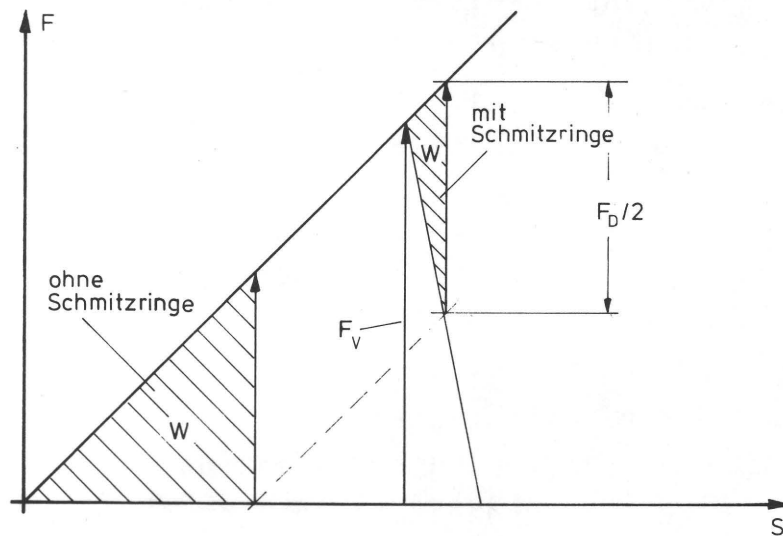


Abb. 63 Zweizylindersystem, Verspannungsdiagramm mit beim Kanaldurchgang freiwerdender potentieller Energie  $W$

In dem in Abb. 63 maßstäblich aufgezeichneten Verspannungsdiagramm sind auch die beim Kanaldurchgang freiwerdenden Energien als schraffierte Flächen für die Systeme mit und ohne Schmitzringe eingezeichnet. Aus der Größe der Flächen ist sofort ersichtlich, daß durch die Einführung der Schmitzringe die für die Schwingungsanregung maßgebliche Energie ganz erheblich, nämlich entsprechend dem Verhältnis der beiden Systemsteifigkeiten  $\frac{c \text{ (ohne SR)}}{c \text{ (mit SR)}}$  auf  $\frac{1}{6}$  verringert werden kann, so daß, wie die Abb. 64 beispielhaft zeigt, die Amplituden der Biegeschwingungen bei Schmitzringläufern wesentlich kleiner sind als jene des gleichen Systemes ohne Schmitzringe.

Die Steifigkeitserhöhung durch die Schmitzringe ist, wie schon erwähnt, nur dann wirksam, wenn die Schmitzringe unter dem Einfluß der Druckkraft  $F_D$  nicht abheben.

Aus dem Verspannungsdiagramm (Abb. 65) kann man erkennen, daß ein Anteil  $\Delta F_{BZLW}$  des Druckkraftanteiles  $F_D/2$  als Belastung auf das System Ballen, Zapfen, Lager und Wand wirkt, während der

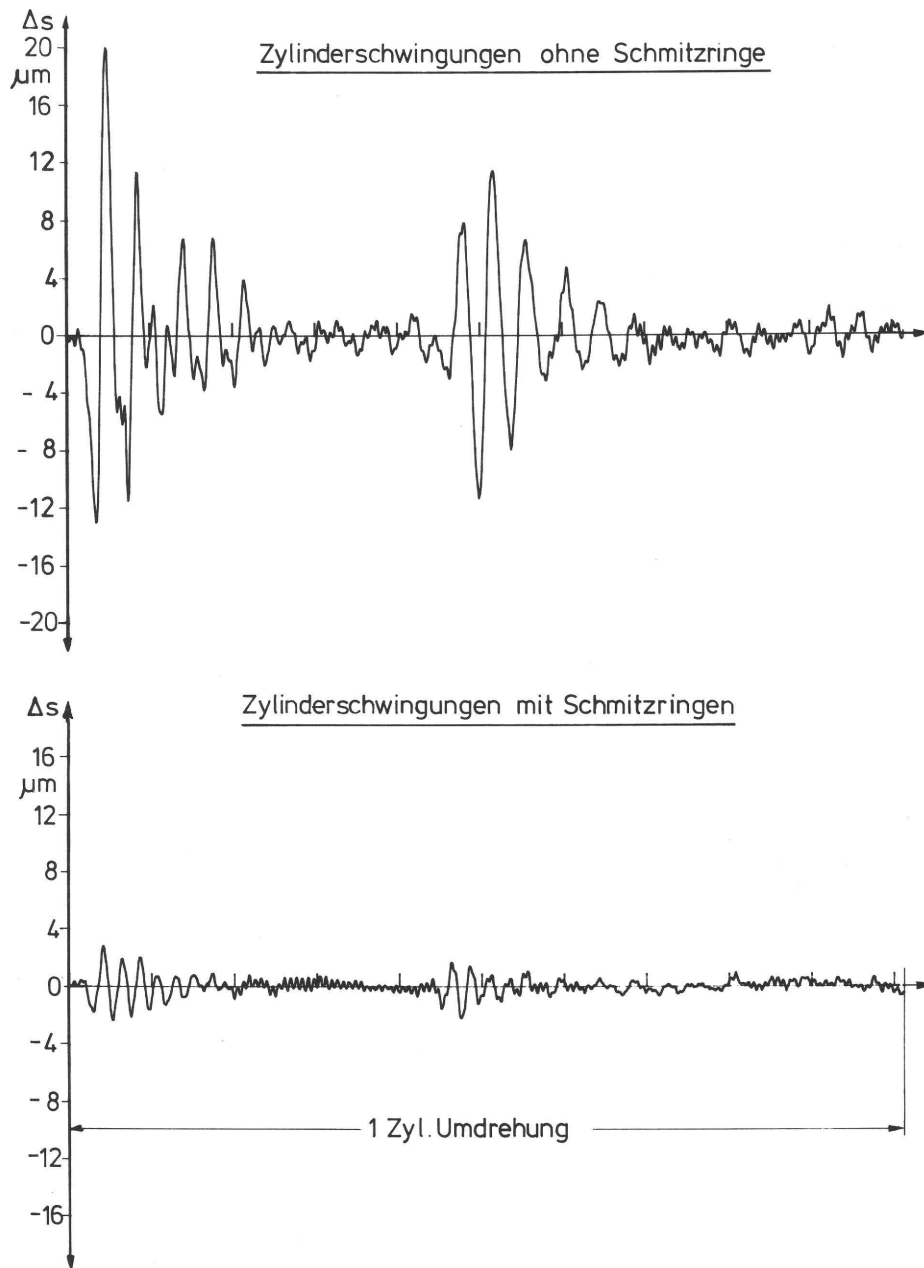


Abb. 64 Zylinderschwingungen im System mit und ohne Schmitzringe  
(Vierzylindersystem mit zwei Kanaldurchgängen)

Anteil  $\Delta F_{\text{SR}}$  die Schmitzringe entlastet. Es gilt

$$\Delta F_{\text{BZLW}} = \Delta a \cdot c_{\text{BZLW}} \quad (102)$$

und

$$\Delta F_{\text{SR}} = \Delta a \cdot c_{\text{SR}} \quad (103)$$

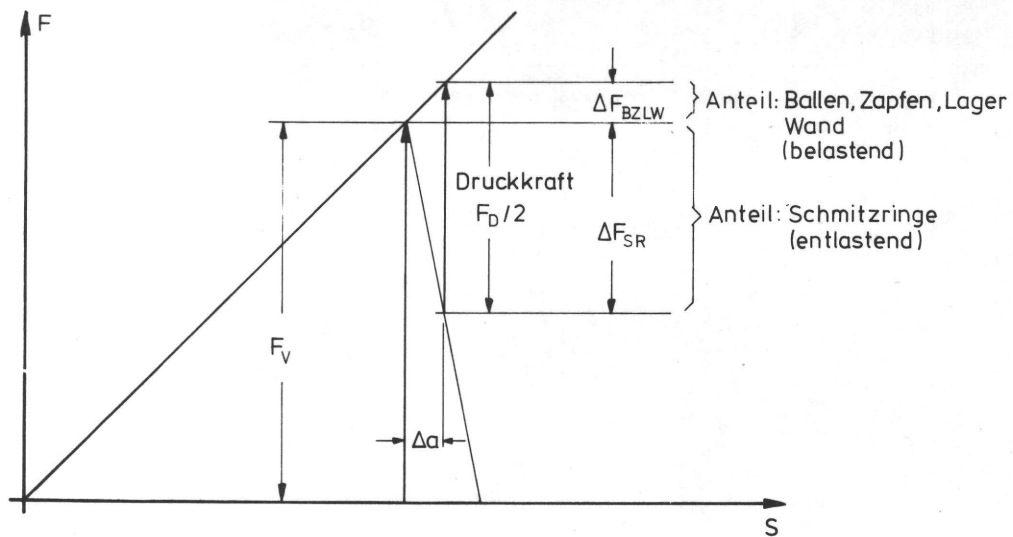


Abb. 65 Wirkung der Druckkraft auf Ballen, Zapfen, Lager und Wände und auf die Schmitzringe

Daraus folgt

$$\frac{\Delta F_{BZLW}}{\Delta F_{SR}} = \frac{c_{BZLW}}{c_{SR}} \quad (104)$$

Im vorliegenden Fall ist mit den gemessenen Steifigkeiten

$$\frac{\Delta F_{BZLW}}{\Delta F_{SR}} = \frac{1,8 \cdot 10^8 \text{ [N/m]}}{9 \cdot 10^8 \text{ [N/m]}} = \frac{1}{5}$$

Aus Gründen der geometrischen Ähnlichkeit ist diese Verteilung der Wirkungen unter der Bedingung, daß  $\Delta F_{SR} \leq F_v$  ist, von der Größe der Druckkraft  $F_D$  unabhängig. Diese Wirkungsverteilung gilt auch dann, wenn Druckkraftschwankungen auftreten. Es gilt ferner nach Gl. (104)

$$\Delta F_{SR} = \frac{c_{SR}}{c_{BZLW}} \cdot \Delta F_{BZLW} \quad (105)$$

und

$$F_D/2 = \Delta F_{SR} + \Delta F_{BZLW} = \left( \frac{c_{SR}}{c_{BZLW}} + 1 \right) \Delta F_{BZLW} \quad (106)$$

$\Delta F_{SR}$  ist der direkten Messung nicht zugänglich. Jedoch kann

$\Delta F_{BZLW}$  über die Lagerkraft  $F_L$  bestimmt werden, weil  $F_L = F_V + \Delta F_{BZLW} = F_{BZLW}$  ist.

Für den Fall, daß die Schmitzringe gerade noch nicht abheben, gilt

$$\Delta F_{SR} = \frac{c_{SR}}{c_{BZLW}} \Delta F_{BZLW} = F_V \quad (107)$$

Daraus ergibt sich die maximal zulässige Schwankungsbreite der Lagerkraft zu

$$\Delta F_{Lmax} = \Delta F_{BZLWmax} = F_V \frac{c_{BZLW}}{c_{SR}} \quad (108)$$

In Abb. 66 a, b, c, d sind für ausgewählte Beispiele die Lagerkräfte und deren maximal zulässige Schwankungsbreite  $\Delta F_{BZLWmax}$  in Abhängigkeit von der Vorspannung  $F_V$  und der Zurichtung dargestellt.

Es zeigt sich, daß im Fall normaler Vorspannung und Eindrückung keine Gefahr des Abhebens besteht (Abb. 66a), weil die Druckkraftschwankungen sich innerhalb des zulässigen Schwankungsbereiches bewegen. Ganz anders liegen die Verhältnisse, wenn beispielsweise die Vorspannung zu niedrig ist (Abb. 66b), die Eindrückung generell (Abb. 66c) oder aber auch lokal an den Kanalkanten zur Verlängerung der druckenden Länge (Abb. 66d) zu hoch ist. In diesen Fällen heben die Schmitzringe ab, was im Experiment durch Beobachten des sich beim Abheben bildenden Lichtspaltes (Blitzen) festgestellt werden kann. Es treten dabei zusätzliche Beanspruchungen auf, die zu einer wesentlichen Erhöhung des örtlichen Verschleißes führen. Dieser äußert sich dann in Form eines Riffels, der - einmal entstanden - selbst schwingungsanregend wirkt und auf diese Weise einen neuen Riffel zur Folge hat. Der Vorgang setzt sich fort bis die Schmitzringe mit Riffeln überdeckt sind. Schließlich kommt der Moment, wo die Riffel so tief werden, daß die von ihnen erzeugten Zylinderschwingungen sich im Druck in Form von Streifen auswirken.

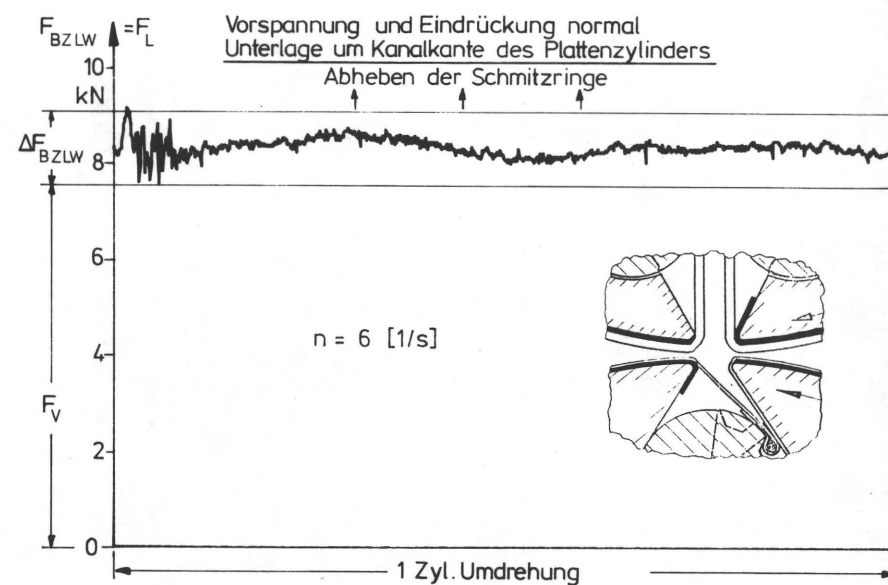
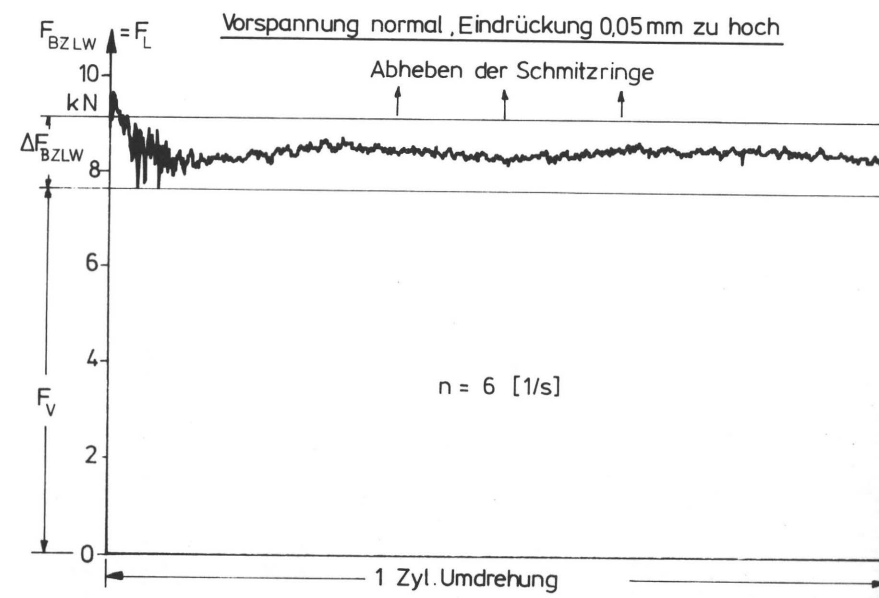
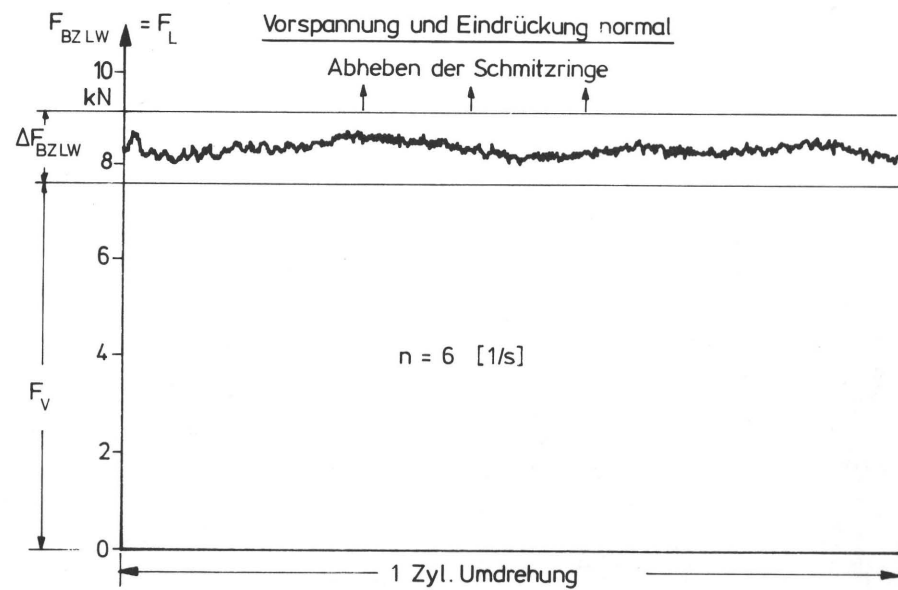


Abb. 66a, b, c, d Lagerkraftverläufe für verschiedene Vorspannung der Schmitzringe und Eindrückung der Aufzüge

Dieser Zustand kann unter den erwähnten, nicht normalen Betriebsbedingungen in wenigen hundert Stunden erreicht werden. Das Abheben muß deshalb unter allen Umständen vermieden werden. Aus den vorangegangenen Ausführungen über die Wirkungsweise eines vorgespannten Systemes zeigt sich, daß hier zwei Größen maßgeblich sind, nämlich die Vorspannkraft  $F_V$  und die maximale Druckkraft  $F_D$ . Die Größe der Druckkraft  $F_D$  außerhalb des Kanalbereiches ergibt sich aus der Eindrückung des Gummituches, die vom Druckmaschinenbetreiber nach den Vorschriften des Herstellers gewählt werden sollte. Der Hersteller hat hier keinen verbindlichen Einfluß. Er kann nur dafür Sorge tragen, daß die Vorspannung richtig ist.

Die Größe der Vorspannkraft ist selbstverständlich nicht streng definiert. Bei ihrer Festlegung muß der Konstrukteur daran denken, daß gewollte oder aus Unachtsamkeit überhöhte Eindrückungen des Gummituches in der Praxis vorkommen. Aufgrund der Untersuchungen des Spannkanaleinflusses kann gesagt werden, daß eine auf die Zylinderbreite bezogene Vorspannkraft von  $F_V/b = 200 \text{ N/cm}$  bei Einhalten der vom Maschinenhersteller vorgeschriebenen Gummitucheindrückung den praktischen Bedürfnissen gerecht wird.

Für die Größe und den Verlauf der Druckkraft sind neben der Eindrückung des Gummituches vor allem die Kanalgeometrie und die Art der Aufspannung der Gummitücher maßgeblich. Die Kanalgeometrie ist gekennzeichnet durch die der Kanalbreite  $a_K$  entsprechenden Strecken  $\overline{AB}$  bzw.  $\overline{A'B'}$  (Abb. 67). Die Punkte A, B bzw. A', B' an der Zylinderoberfläche werden jeweils durch den Übergang vom Ballenradius in die Kantenkrümmung festgelegt. Betrachtet man den Druckkraftverlauf während des Kanaldurchganges durch die Berührungszone, so lassen sich, wie Abb. 67 am Beispiel gleich großer, nicht gegeneinander verschobener Kanäle zeigt, für den Normalfall, daß die geometrische Kanalbreite  $a_K$  größer ist, als die Berührungszone  $a_S$ , drei Phasen unterscheiden.

1. Die Abbauphase beginnt, wenn an der Hinterkante (Druckende) mindestens einer der beiden Punkte B oder B' der in den Kanal hineingezogenen Zylinderaufzüge in die Berührungszone einläuft. Sie endet, wenn die Berührung der Aufzüge aufhört (Abb. 67 a bis b).

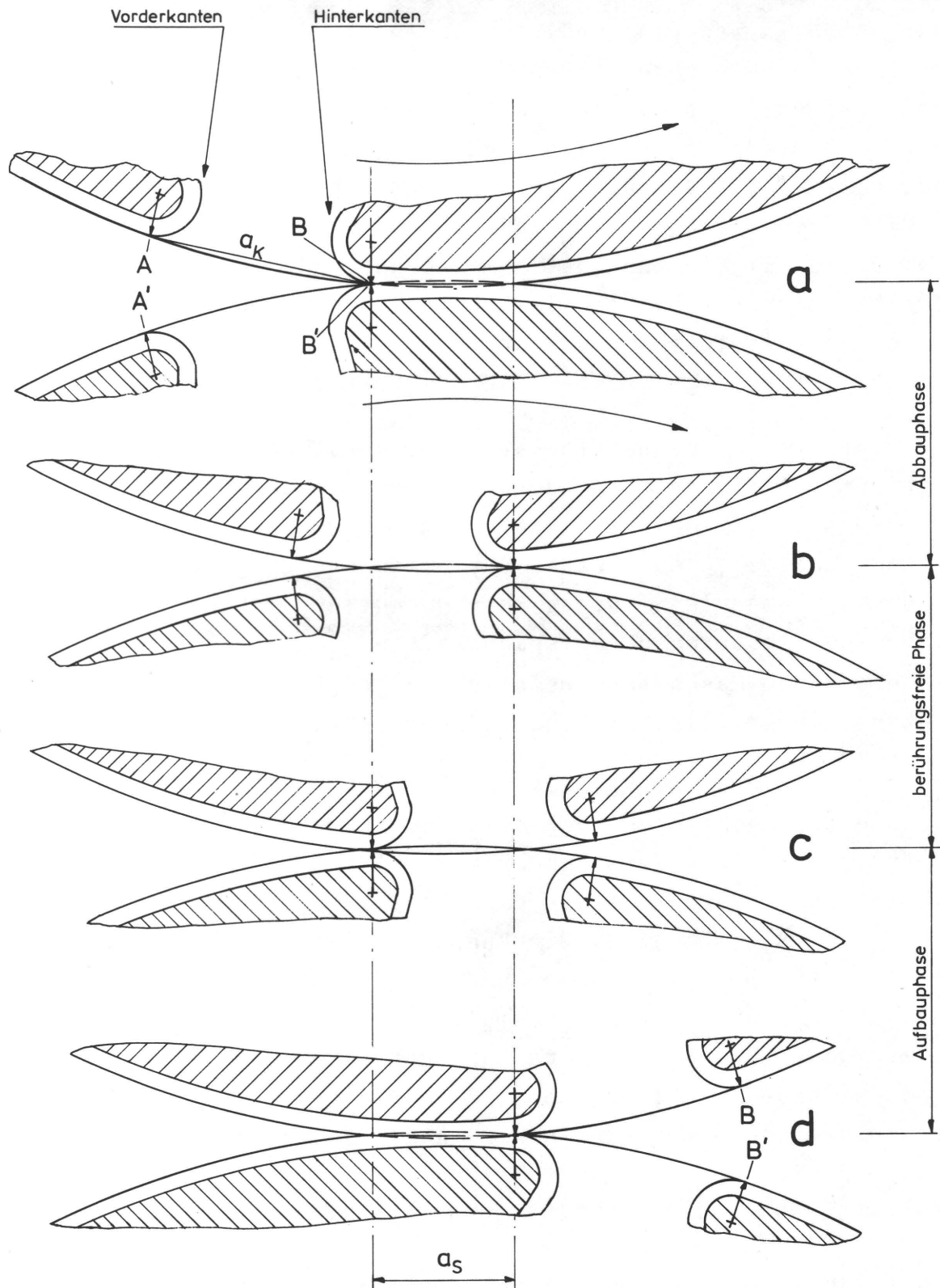


Abb. 67 Phasen beim Durchlaufen des Spannkanales durch die Berührungszone

2. Die nun folgende berührungsfreie Phase dauert solange, bis sich die Zylinderaufzüge an der Vorderkante (Druckanfang) gerade wieder berühren (Abb. 67 b bis c).
3. Die danach beginnende Aufbauphase endet, wenn an der Vorderkante beide Punkte A und A' aus der Berührungszone ausgelaufen sind (Abb. 67 c bis d).

Diese drei Phasen bestimmen den zeitlichen Verlauf der Druckkraft beim Kanaldurchgang. Während der Abbauphase wird die Druckkraft kontinuierlich auf den Wert Null abgebaut. Während der berührungsfreien Phase, wird keine Druckkraft übertragen. Danach steigt die Druckkraft wieder auf den der Gummitucheindrückung entsprechenden Wert an, den sie bis zum Beginn des nächsten Kanaldurchganges beibehält. Der Absolutwert des Gradienten der Druckkraft ist also stets kleiner als unendlich, d.h. es ist

$$\left| \frac{dF_D}{dt} \right| = \left| \frac{dF_D}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \right| = \left| \frac{dF_D}{d\varphi} \right| \cdot \dot{\varphi} \ll \infty$$

Es ergibt sich daher unter Berücksichtigung der Druckspannungsverteilung in der Berührungszone der in Abb. 68 dargestellte grundsätzliche Druckkraftverlauf. Dieser dreiphasige Verlauf wird durch die in einem Zweizylindersystem gemessenen Druckkraftverläufe bestätigt, wie beispielsweise Abb. 69 für das weiche Gummituch Nr. 4 bei unterschiedlicher Eindrückung und bei  $n = 0,2 \text{ s}^{-1}$  zeigt. Für die Eindrückung  $x = 0,2 \text{ mm}$  sind die drei Phasen eingezeichnet. Mit zunehmender Eindrückung wird die berührungsfreie Phase immer kürzer, wobei die Absolutwerte der Druckkraftgradienten etwas zunehmen.

Auffällig und unerwartet ist das unterschiedlich hohe mittlere Druckkraftniveau vor und nach dem Kanaldurchgang. Dieser Effekt ist nicht die Folge von Rundlauffehlern der nackten Zylinderballen, aber auch nicht von Dickentoleranzen der Druckplatte oder des Gummituches. Der Effekt entsteht als Antwort auf die Gummituchverformung beim Überrollen. Durch das Überrollen treten während den ersten ca. 100 Zylinderumdrehungen plastische Verformungen des mit der vom Gummituchhersteller vorgeschriebenen Sollspannkraft vorgespannten Gummituches auf, die zu einer geringen Längung führen



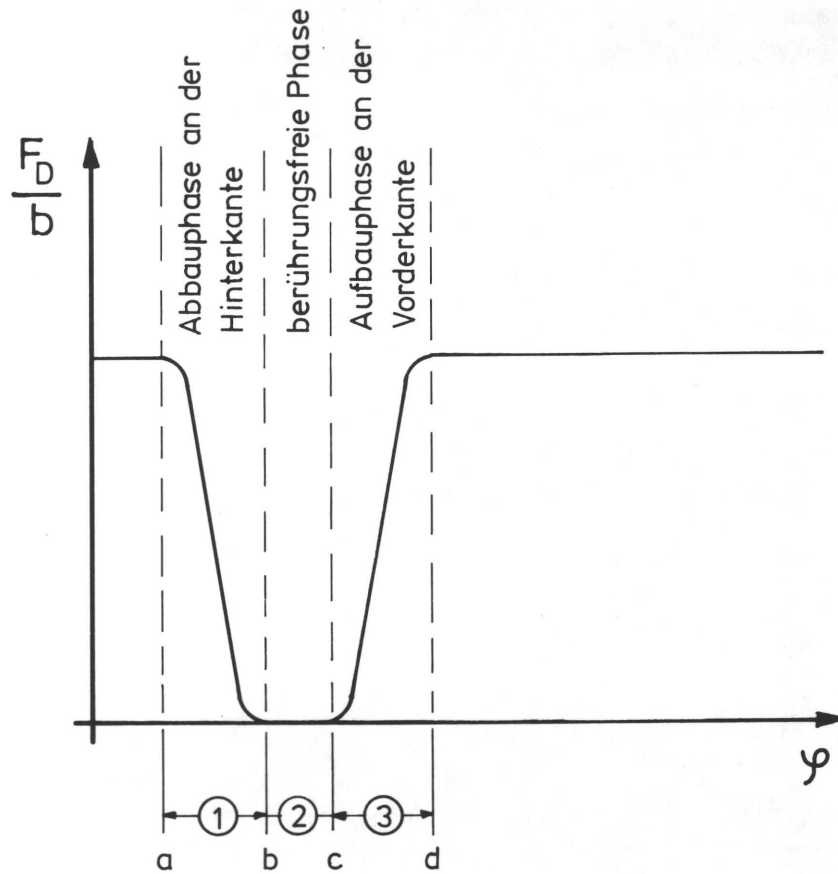


Abb. 68 Dreiphasiger Druckkraftverlauf beim Kanaldurchgang

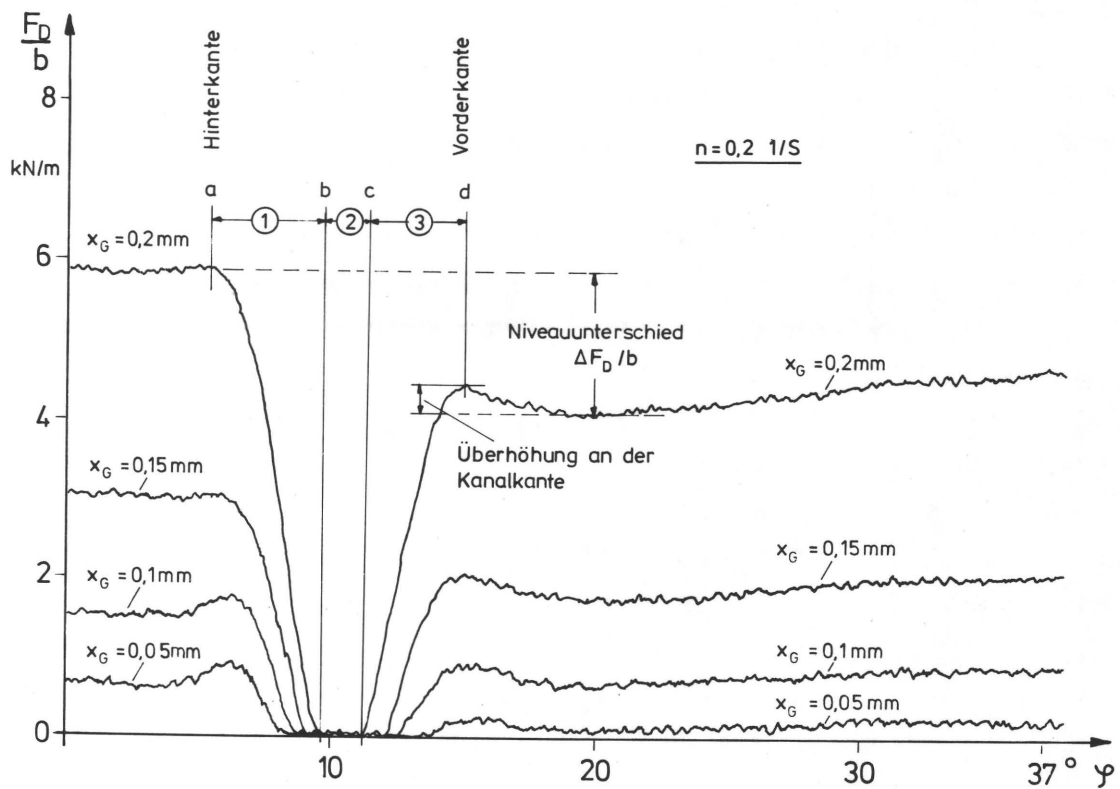


Abb. 69 Gemessener Druckkraftverlauf beim Kanaldurchgang  
(weiches Gummituch Nr. 4)

/39/, /40/. Das Gummiband hat sich, wie der Praktiker sagt, gesetzt. Es muß dann an beiden Kanalkanten nachgespannt werden. Durch die Längung und das Nachspannen verringert sich die Dicke des Gummibandes nur unwesentlich, so daß der Radius der Gummibandoberfläche, die Eindrückung und damit die Druckkraft über dem Umfang praktisch konstant bleiben. Dieser Zustand bleibt jedoch bei den nun folgenden Überrollungen nicht erhalten. Nach ca. 2000 Überrollungen wird eine veränderte Oberflächenkontur erreicht, die in Abb. 70 in Form einer Rundlaufmessung dargestellt ist. Ihr entspricht der in Abb. 69 dargestellte Druckkraftverlauf.

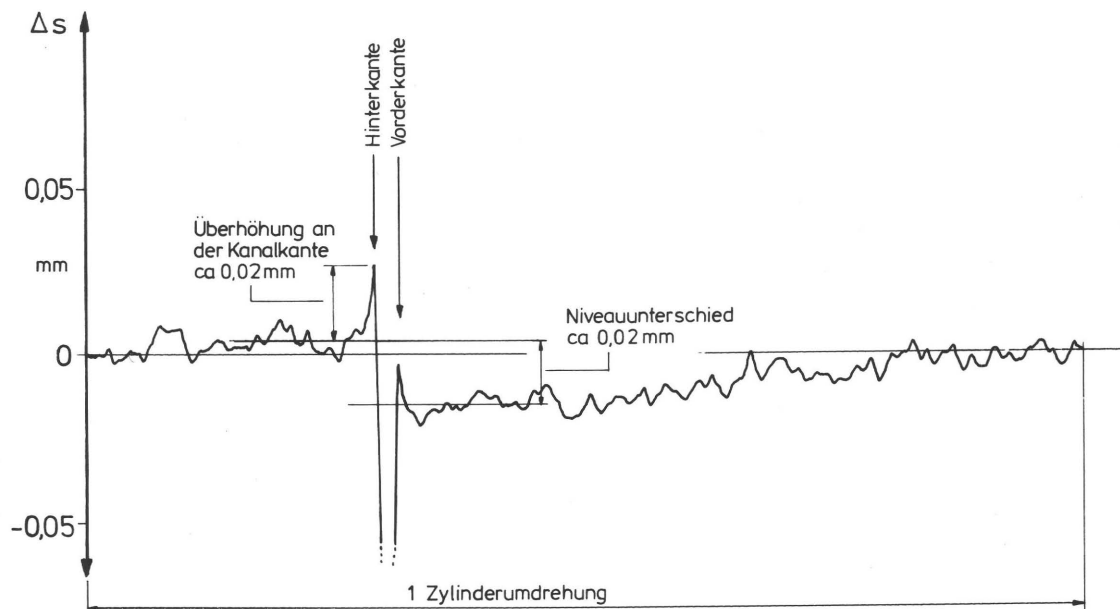


Abb. 70 Oberflächenkontur des eingelaufenen weichen Gummibandes Nr. 4

Die Veränderung der Oberflächenkontur während der obengenannten 2000 Überrollungen zeigt die Abb. 71. Es wurde jeweils nach 500 Überrollungen nachgespannt und anschließend die Kontur gemessen. Entsprechend der feststehenden Erfahrung zeigte sich auch hier, daß dieses Nachspannen auf die Sollspannkraft nur an der nachlaufenden Hinterkante notwendig und möglich ist. An dieser Stelle steht das Gummiband also wieder unter der bereits nach den ersten 100 Überrollungen eingestellten Sollspannung und

hat deshalb auch hier seine Dicke behalten. Im vorlaufenden Teil ist es dünner geworden. Die Spannung des Gummituches muß also zum vorlaufenden Teil ständig zunehmen und über der Sollspannung liegen. Deshalb kann das Gummituch nur an der Hinterkante, nicht aber an der Vorderkante nachgespannt werden. Die Dickenabnahme von der Hinter- zur Vorderkante kann ganz erheblich sein. Beim Gummituch Nr. 4 (Abb. 70) beträgt sie ca. 0,02 mm. Bei den übrigen untersuchten Gummitüchern liegt die Dickenabnahme in der gleichen Größenordnung.

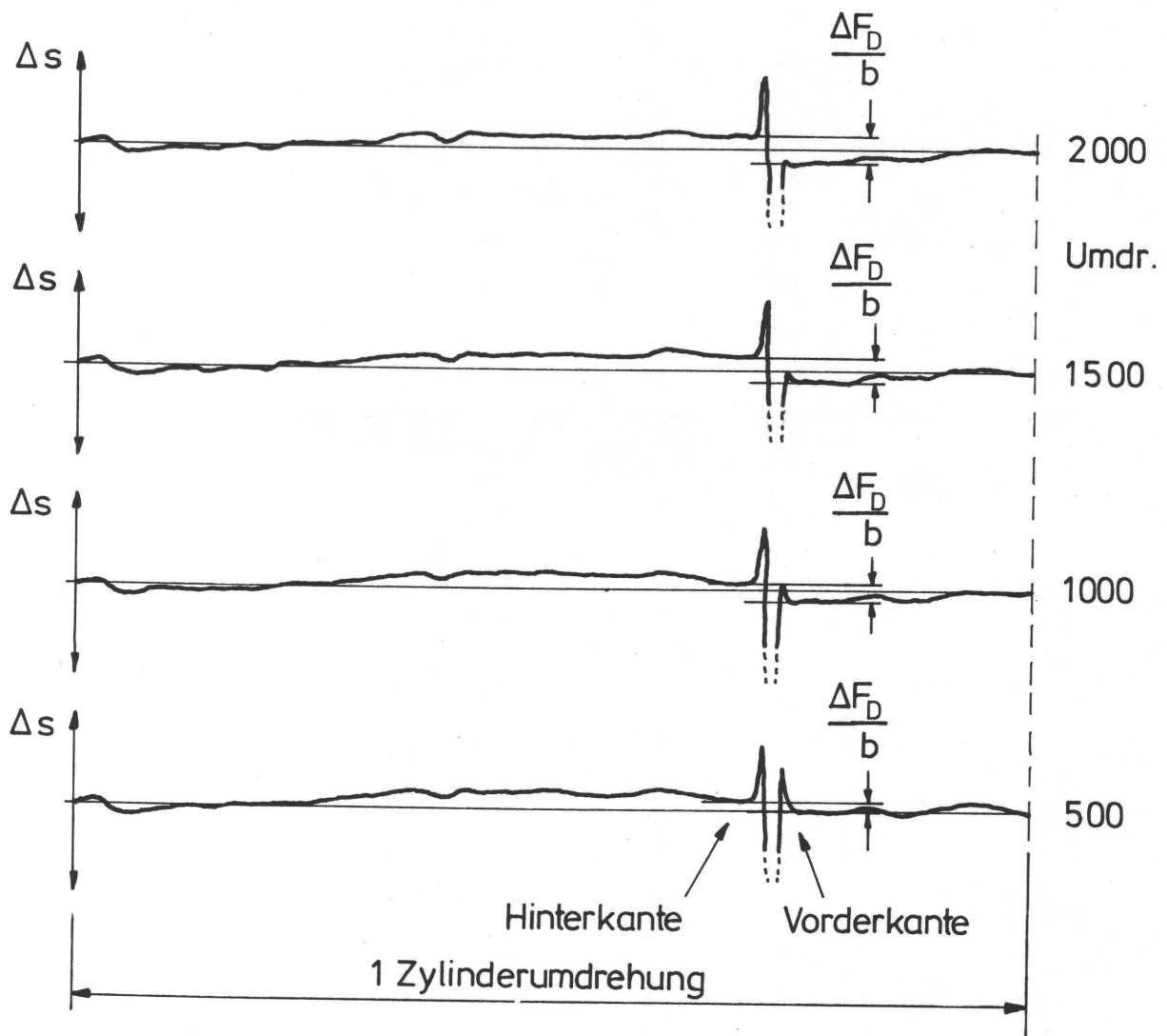


Abb. 71 Veränderung der Oberflächenkontur beim Einlaufen

Die Entstehung dieser Dickendifferenz ist auf die Wirkung des Blindmomentes  $M_B$ , das als Folge der Übersetzungsabweichung des Reibradgetriebes "Zylinderballen" auftritt, zurückzuführen. Das Blindmoment, das bei der auch hier eingehaltenen praxisüblichen Einstellung mit dem Radienverhältnis  $\frac{r_{BG}}{r_{BP}} = 1$  entsteht, erzeugt im allgemeinen, also auch beim Gummituch Nr. 4, eine Tangentialkraft, die entgegen der Drehrichtung auf das Gummituch wirkt (eine Ausnahme bildet nur das Gummituch Nr. 5). Diese Tangentialkraft führt zu einer zusätzlichen Spannung im Gummituch, welche sich der durch die Sollspannkraft vorgegebenen Gummituchspannung überlagert, wodurch sich das Gummituch gegenüber der Ballenoberfläche verschiebt. Sobald die Hinterkante des Gummituches überrollt ist, entfällt diese zusätzliche Spannung. Das Gummituch versucht wieder in den ursprünglichen Spannungszustand zurückzukehren. Es wird daran von der Umschlingungsreibung gehindert. Es entsteht deshalb eine Spannungsverteilung, die mindestens im vorderen Umfangsbereich dem Eytelwein'schen Gesetz der Seilreibung entspricht, wodurch die oben erwähnte Dickenabnahme ihre Erklärung findet.

Die durch die Dickenabnahme bewirkte Eindrückungsänderung führt entsprechend der in Abb. 43 gezeigten Steifigkeitskennlinien zu einer Druckkraftänderung. In Folge der progressiven Kennlinien ist die am Druckanfang vorhandene Druckkraft je nach Eindrückung oft nur noch halb so groß wie am Druckende (Abb. 69). Da die Druckfarbenübertragung insbesondere bei der Übertragung auf den Bedruckstoff von der Druckkraft abhängt, kommt es mindestens im vorderen Umfangsbereich zu Farbschichtdickenunterschieden auf dem Bedruckstoff. Diese Tatsache kann bei den zur Zeit vorhandenen Gummitüchern nicht vermieden werden, da sie eine Folge des derzeit üblichen Gummituchaufbaues und der Spannmethode ist. Weil Farbschichtdickenänderungen, welche die optische Erscheinung des Druckes verfälschen, unerwünscht sind und im allgemeinen nicht korrigierbar sind, bringt eine theoretische Vertiefung keinen nützlichen Gewinn. Es drängt sich nämlich sofort die Schlußfolgerung auf, daß diese unerwünschte Veränderung nur dann eliminiert werden kann, wenn die

Unterschicht des Gummituches gegenüber dem Zylinderballen unverschieblich gemacht wird. Das Aufkleben des Gummituches ist zwar bei kleinformatigen Maschinen eine gangbare Lösung, wird aber bei großformatigen Maschinen wegen ihrer Unhandlichkeit nicht akzeptiert. Bei Schmitzringläufern ist das Aufkleben nicht möglich, da man dort zur Einstellung der Druckkraft Unterlagen passender Dicke zwischen Gummituch und Ballen anbringen muß. Es bleibt deshalb nur die Lösung, die drucktechnisch relevanten Schichten auf einen Träger ausreichender Steifigkeit, z. B. einem Blech, aufzubringen.

Neben dem Niveauunterschied der Druckkraft vor und nach dem Kanal fallen in Abb. 69 als weitere Abweichung die Überhöhungen der Druckkraft an beiden Kanalkanten auf, die, wie in Abb. 70 erkennbar ist, durch entsprechende Überhöhungen in der Oberflächenkontur verursacht werden. Diese entstehen dadurch, daß der unter der Einwirkung der Spannkraft entstehende Biegeradius aller Gummitücher größer ist als der Krümmungsradius der Kanalkante.

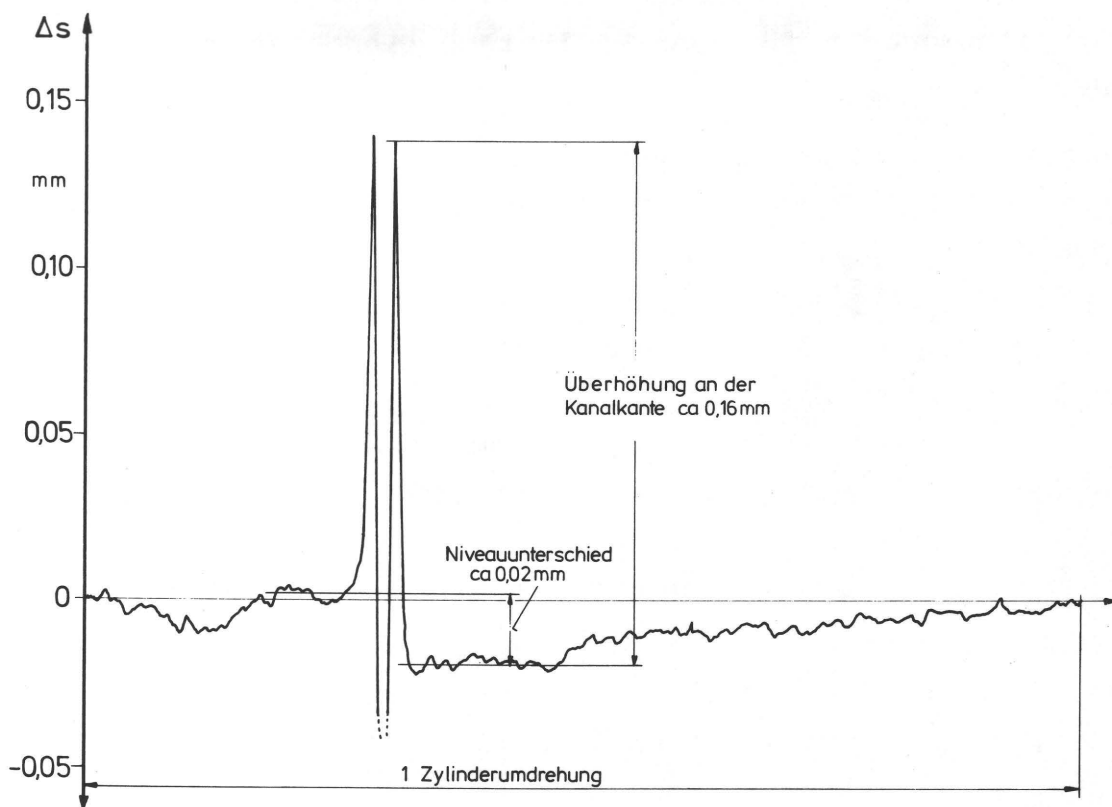


Abb. 72. Oberflächenkontur des eingelaufenen harten Gummituches Nr. 6

Damit hängt die Größe der Druckkraftüberhöhung bei gegebener Kanalgeometrie und gegebener Spannkraft von der vom Aufbau abhängigen Biegesteifigkeit des Gummituches ab. Beträgt bei einem weichen Gummituch die Überhöhung an den Kanalkanten etwa 0,02 mm (Abb. 70) mit der dazugehörigen Druckkraftüberhöhung von 10 - 20 % bei den üblichen Eindrückungen von  $x_G = 0,05$  bis 0,1 mm (Abb. 69), so beträgt unter der gleichen Voraussetzung bei einem harten Gummituch die Überhöhung an den Kanalkanten etwa 0,16 mm (Abb. 72). Die Druckkraftüberhöhung erreicht in diesem Falle bei der für harte Gummitücher üblichen Eindrückung von  $x_G = 0,05$  mm 300 - 400 %, wie Abb. 73 zeigt. Harte Gummitücher dürfen deshalb in Rollenmaschinen mit ihren schmalen Kanälen und ihrer kleinen Kanalkantenradien nicht eingesetzt werden. Druckkraftüberhöhungen in der Größenordnung, wie sie bei harten Gummitüchern auftreten, können nämlich zum Abheben der Schmitzringe und damit zu ihrer Zerstörung durch Riffelbildung führen. Auch wenn diese nicht eintritt, ist jede Überhöhung der Druckkraft an den Kanalkanten unerwünscht, weil nach Gl. 95 die für die Schwingungsanregung zur Verfügung stehende Energie  $W \sim F_D^2$  ist. Bei drucktechnisch vorgegebener gleich hoher mittlerer Druckkraft ist sie auf Grund der Überhöhung der Druckkraft bis zu 14 mal größer als bei weichen Gummitüchern.

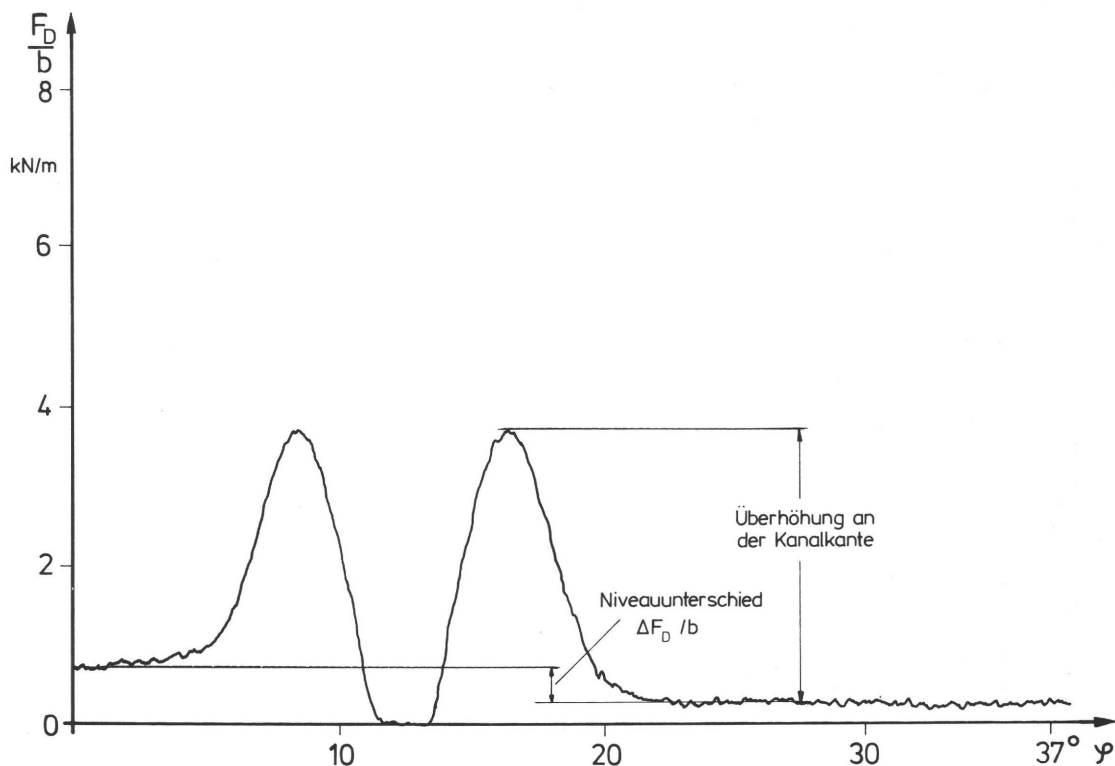


Abb. 73 Gemessener Druckkraftverlauf beim Kanaldurchgang  
(hartes Gummituch Nr. 6)

Zur Vermeidung der Druckkraftüberhöhung wird zwischen dem Ballenradius und dem Kanalkantenradius gelegentlich ein Übergangsbogen vorgesehen. Die Länge dieses Bogens ist jedoch sehr beschränkt, weil gerade bei den besonders betroffenen Rollenrotationsmaschinen vom druckenden Umfang nichts verschenkt werden darf. Unter dieser Voraussetzung wirkt diese Maßnahme allenfalls bei weichen Gummitüchern, kaum jedoch bei harten. Insbesondere ist die mit dieser Maßnahme oft verbundene Vorstellung, daß die Schwingungsanregung beim Kanaldurchgang damit wesentlich verringert werden könne, nicht haltbar. Hilfreich für die Abschätzung der Schwingungsanregung ist das Amplitudenspektrum des fouriertransformierten, mit der Zylinderumdrehung periodisch auftretenden quasi-statischen Druckkraftverlaufes, der bei ausreichend kleiner Drehzahl gemessen wird. Es ergibt sich beispielsweise für den in Abb. 74 dargestellten Druckkraftverlauf das Amplitudenspektrum

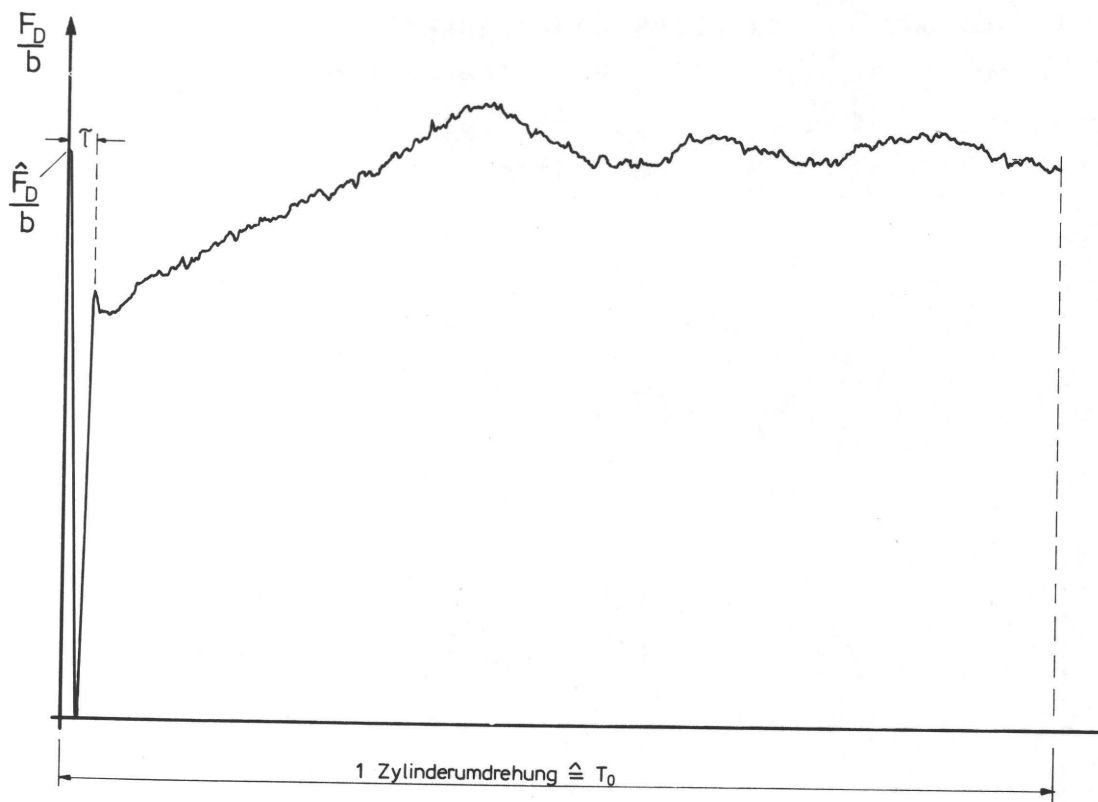


Abb. 74 Druckkraftverlauf über eine Zylinderumdrehung (weiches Gummituch)

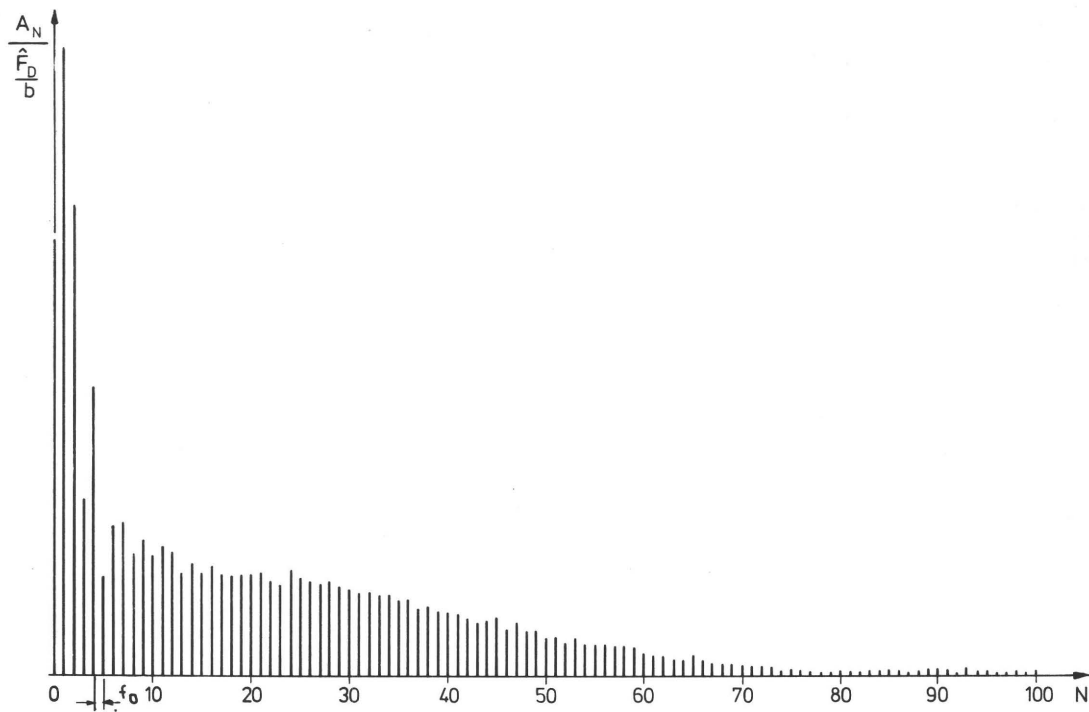


Abb. 75 Amplitudenspektrum

in Abb. 75. Der Frequenzabstand zweier benachbarter Amplituden  $A_N$  und  $A_{N+1}$  beträgt im Linienspektrum

$$f_0 = \frac{1}{T_0} = n \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

Mit der Nummer des Fourierkoeffizienten  $N$  ergibt sich mit dem Zusammenhang

$$f = N \cdot f_0 = N \cdot n$$

die für den Druck besonders kritische 1. Eigenfrequenz der Zylinderbiegeschwingung zu

$$f_1 = N \cdot n_1$$

Hieraus wird

$$n_1 = \frac{f_1}{N}$$



Wenn man nun jenes  $N$  aus dem Amplitudenspektrum einsetzt, das an der Grenze großer Anregungsamplituden liegt, dann kann bei gegebener Eigenfrequenz  $f_1$  jene Drehzahl  $n_1$  bestimmt werden, unterhalb welcher die Anregung gering ist und somit schmitzringlos gearbeitet werden kann, bzw. oberhalb welcher die Anregung groß ist und somit mit Schmitzringen gearbeitet werden muß. Für das untersuchte Druckwerk wird diese Drehzahl mit der gemessenen Eigenfrequenz  $f_1 = 150 \text{ Hz}$  und  $N = 75$  entsprechend Abb. 75 zu

$$n_1 = \frac{f_1}{N} = \frac{150}{75} = 2 \text{ s}^{-1}$$

Die heute üblichen Betriebsdrehzahlen von Rollenrotationsmaschinen liegen soweit über dieser Drehzahl, daß sie sich immer im Bereich hoher Schwingungsanregung befinden.

Die Größen, welche das Amplitudenspektrum bestimmen, sind die Druckkraftänderung und das Verhältnis  $\frac{\tau}{\tau_0}$  von Kanaldurchlaufzeit und Zeit pro Zylinderumdrehung. Werden Übergangsbögen vorgesehen, dann verringert sich die Druckkraftänderung allenfalls um die Druckkraftüberhöhungen an den Kanalkanten. Da nach vorangegangenen Überlegungen bei Rollenrotationsmaschinen sowieso nur weiche Gummitücher zulässig sind, die von Natur aus relativ kleine Druckkraftüberhöhungen ergeben, führen Übergangsbögen nur zu einer entsprechend kleinen Verringerung der Druckkraftänderung. Das Verhältnis  $\frac{\tau}{\tau_0}$  bleibt jedoch bei vorgegebener Kanalbreite, entsprechend einem maximal zulässigen unbedruckten Kanalstreifen erhalten. Das Amplitudenspektrum verändert sich deshalb nicht wesentlich, wenn die Übergangsform der Kanalkanten verändert wird, wie durch Untersuchung verschiedener Druckkraftverläufe nachgewiesen werden konnte. Die Schwingungsanregung läßt sich nur dann vermeiden, wenn die Kanalbreite und damit der unbedruckte Kanalstreifen wesentlich vergrößert wird. Übergangsbögen sind deshalb nur bei Bogenmaschinen anwendbar, weil dort die Kanalbreite oft ein Viertel des Zylinderumfanges beträgt.

Wenn die Kanalbreite, wie an Rollenrotationsmaschinen, nicht vergrößert werden darf, dann können die Amplituden des Anregungsspektrums im Bereich der Eigenfrequenz bei Betriebsdrehzahl nur dann verringert werden, wenn die Druckkraftänderung beim Kanaldurchgang erheblich verkleinert wird.

Der in Abb. 68 schematisch dargestellte Druckkraftverlauf zeigt, daß es nicht ausreicht, wenn man durch Verringerung der Kanalbreite  $a_K$  die berührungsfreie Phase ② zum Verschwinden bringt, sondern man muß die Kanalbreite im Idealfall soweit verkleinern, bis das Ende der Aufbauphase an der Vorderkante ③ möglichst mit dem Beginn der Abbauphase an der Hinterkante zusammenfällt. Die Kanalanten müßten sich also überschneiden, d. h. der Kanal müßte verschwinden. Dies ist unmöglich. Es ist nicht einmal möglich das oben angeführte Ideal besser anzunähern, als dies heute bereits geschieht, weil die Konstrukteure fast ausnahmslos die dem Aufbau heutiger Gummitücher entsprechende minimale Kanalbreite realisiert haben.

Der früher erwähnte Aufbau eines Gummituches auf einem Trägerblech hätte auch bei der Annäherung an den erwähnten Idealfall Vorteile. Es müßte nämlich nur das nicht beschichtete Trägerblech in den Kanal hineingezogen werden, wobei auch die Drucküberhöhung an den Kanalkanten entfallen würde. Da die Trägerblechdicke nur maximal ein Sechstel der üblichen Gummituchdicke wäre und das Trägerblech mit den notwendigen kleinen Kantenradien abgebogen werden kann, könnte das vorgenannte Ideal des kanallosen Spannens des Gummituches angenähert werden.

## 5. Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der Untersuchung des Antriebsverhaltens von Offsetdruckwerken, d.h. mit Übersetzungen, Momenten und Kräften, die für die mechanische Verhaltensweise maßgeblich sind.

In einem ersten Abschnitt wird die Verhaltensweise der einzelnen Antriebsmechanismen im Zweizylindersystem untersucht. Zu den auftretenden Antriebsmechanismen gehören der formschlüssige Antrieb über die Verzahnung, der reibschlüssige Antrieb über die Schmitzringe und der reibschlüssige Antrieb über die Zylinderballen (Platte/Gummituch bzw. Gummituch/Druckzylinder bzw. Gummituch/Gummituch).

In einem zweiten Abschnitt wird die Verhaltensweise von Systemen mit parallelgeschalteten Antriebsmechanismen untersucht. Zuerst wird das Verhalten eines Ersatzreibradgetriebes, gebildet durch die beiden Schmitzringpaare des Zweizylindersystemes, behandelt, dem in einer Erweiterung der reibschlüssige Antrieb über die Zylinderballen hinzugefügt wird. Es zeigte sich, daß bei Systemen mit Schmitzringen der mechanische Einfluß des reibschlüssigen Antriebes über die Zylinderballen vernachlässigbar ist, so daß für das Antriebsverhalten praktisch nur die Verzahnung und das Ersatzreibradgetriebe, gebildet durch die Schmitzringe, ausschlaggebend sind. Als Folge von falsch liegenden Toleranzfeldern können dabei durch die Abweichung der Übersetzung des Ersatzreibradgetriebes "Schmitzringe" von der Übersetzung der Verzahnung Blindmomente auftreten, die trotz der wirksamen Bremsmomente, welche z.B. durch das Farbwerk hervorgerufen werden, zu einer Zahnflankenentlastung bzw. zu einem Zahnflankenwechsel führen. Bedingt durch die periodisch auftretenden Rundlauffehler der Verzahnung und der Schmitzringe können periodische Zahnflankenentlastungen oder sogar Zahnflankenwechsel vorkommen, die dann zum Dublieren führen können.

Es wurde die Bedeutung der Schmitzringvorspannung herausgearbeitet und zu ihrer sicheren Einstellung ein entsprechendes Meßgerät entwickelt.

Das Antriebsverhalten bei Systemen ohne Schmitzringe hängt vorwiegend vom mechanischen Verhalten des Gummituches ab. Wegen der, verglichen mit den Schmitzringen, geringen Steifigkeit der Gummitücher sind die auftretenden Blindmomente im allgemeinen kleiner als die, vor allem vom Farbwerk erzeugten, wirksamen Bremsmomente. Die Gefahr der Zahnflankenentlastung ist bei diesem System geringer.

Bei Systemen ohne Schmitzringe entfällt deren Steifigkeitsbeitrag zur Systemsteifigkeit, wodurch die Amplituden der vom Kanaldurchgang angeregten Schwingungen bei Drehzahlen, die über den heute üblichen Drehzahlen schmitzringloser Systeme liegen, erheblich ansteigen.

Der für die Schwingungsanregung maßgebliche Druckkraftverlauf über dem Zylinderumfang wird stark vom Aufbau des Gummituches und von der Spannmethode beeinflusst. Zur Vermeidung von Druckkraftänderungen empfiehlt sich daher ein Gummituchaufbau, bei dem die drucktechnischen und mechanischen Forderungen gleichermaßen erfüllt werden. Dies wird erreicht, wenn die drucktechnisch relevanten Schichten auf einem Träger hoher Steifigkeit aufgebracht werden.

Grundlegende Voraussetzung der Untersuchung des Antriebsverhaltens ist ein Meßverfahren zur ausreichend genauen Bestimmung der Gleichlaufabweichung zweier Zylinder, d.h. ihrer Drehwinkeldifferenz. Die notwendige Auflösung muß wegen der drucktechnisch bedingten Gleichlaufforderung besser als  $10^{-5}$  einer Umdrehung sein. Das Meßverfahren muß außerdem bei dieser Auflösung auch die größeren Gleichlaufabweichungen, die bei den schlupfbehafteten Reibradgetrieben in den Druckwerken auftreten, über den gesamten praxisüblichen Drehzahlbereich erfassen. Da keines der bekannten Meßverfahren alle diese Forderungen gleichzeitig erfüllt, ergab sich die Notwendigkeit für eine eigene Entwicklung. Das dabei entstandene Meßverfahren erfüllt die gestellten Forderungen, wobei die Auflösung praktisch nur vom Teilungsfehler der inkrementalen Drehgeber und vom Digitalisierungsfehler des Analog-Digitalwandlers des Echtzeitanalysators beschränkt wird. Da die Meßwerte praktisch in Echtzeit anfallen, eröffnet sich dieser

Meßmethode ein noch nicht abgestecktes Feld der Anwendung. Dies gilt umso eher, als sich die Methode als außerordentlich zuverlässig auch in der Langzeitanwendung erwiesen hat.

## LITERATURVERZEICHNIS

- /1/ SCHIRMER, W., Betrachtung der Druckabwicklung an Bogenoffsetdruckwerken, Teil 1, 2, Druck und Reproduktion 1969/2, S. 21-24 und 1969/4, S. 54-58
- /2/ - Probleme der Zylinderabwicklung an Offsetmaschinen, Polygraph 17/1957, S. 709-710
- /3/ BLAUROCK, J., Papierdehnung an Bogenoffsetmaschinen als Folge mechanischer Einwirkungen, Polygraph 11/1970, S. 735-741 (Teil 1), 19/1970, S. 1323-1329 (Teil 2), 21/1970, S. 1471-1474 (Teil 3), 22/1970, S. 1544-1546 (Teil 4)
- /4/ FISCHER, H., Noch besserer Druck durch noch bessere Einstellung an Bogen- und Rollenoffsetmaschinen, Polygraph 8/1972, S. 439-446 (Beilage)
- /5/ FISCHER, H., Abwicklungsverhältnisse an Bogen- und Rollenoffsetmaschinen, MAN Druckmaschinen Nachrichten 63, S. 1-23
- /6/ BORECKY, J., Optimal rolling conditions on offsetpresses and improvements in the control of rubber offset blankets, PIRA Tag. 1970 (Vortrag)
- /7/ LITTLETON, J., Travel line on web fed printing equipment, TAGA-Proceedings Rochester, New York, 1980, S. 32-38
- /8/ WOLF, H., Abwicklungsverhältnisse an Druckmaschinen und ihr Einfluß auf das Druckergebnis, IPM-Mitteilungen 9. Jg. 1967 Heft 3, S. 107-117
- /9/ KETTINGER, R., LOSPICHL, R., Die Einflüsse von Gummituch und Aufzug auf die Druckabwicklung im Offsetdruck, Deutscher Drucker Nr. 35/18-9-1975, S. 14, 16, 21, 22; Nr. 45/4-12-1975, S. 6, 8, 13, FOGRA-Mitteilungen Nr. 84/1975, S. 1-5; Nr. 85/1975, S. 1-6
- /10/ HEYNE, M. J. M., Druckabwicklung im Offset, IGT intern 18.12.1978
- /11/ SCHLÄPFER, K., Druckabwicklung im Offsetdruck, Ugra-Mitteilungen Nr. 3, 12/1976, S. 59-64
- /12/ GLÜCK, M., Untersuchung des Rollverhaltens von Mehrwalzen-Systemen unter Einbeziehung einer viskoelastischen Walze, Diss. TH Darmstadt 1976, Institutsbericht IDD 1/76
- /13/ KORNMANN, P., Zur Beanspruchung von Zylinderaufzügen im Druckkontakt eines Zylinderpaares, Papier und Druck 22 (1973) 1, Druck und Verarbeitung S. 5-9

- /14/ BORCHARDT, H.A., u.a., Experimental Studies of Rolling in Relation to Cylinder Coverings in Letterpress and Offset Printing, Printing Technology, Vol. II, No.2, Oct. 1958, S. 57-65
- /15/ LENAARTS, W., Die Abwicklung bei Rollenrotations-Offsetmaschinen mit vier Zylindern, (holl.) IGT-nieuws 18 (1965) Nr. 4, S. 52-54
- /16/ HANSEN, A., About the physical conditions in the printing zones in offset presses and its relation to print quality. Characterization and optimization, 15th IARIGAI-Conference, Lillehammer, June 1979
- /17/ MILLER, R.D.W., Printing blanket properties and nip conditions on two blanket testing instruments, 10th IARIGAI-Conference, Wien 1969, PIRA
- /18/ HOLZWEISSIG, F., Grundlagenuntersuchungen an der Zylindergruppe von Offsetmaschinen, Maschinenbautechnik 10 (1961) Heft 3, S. 149-156
- /19/ UHRIG, R., Das dynamische Verhalten von Gummitüchern in Offsetdruckwerken, FOGRA-IARIGAI-Symposium, München, 6.-7.11.1978, "Über Druckkennlinien und Gummitücher"
- /20/ SMITH, J.M., How true rolling affects blanket performance, British Printer 12/1980
- /21/ ESCHMANN, P., HASBARGEN, L., WEIGAND, K., Die Wälzlagerpraxis, Oldenbourg-Verlag, München, Wien 1978
- /22/ KRAUSE, H., SENUMA, T., Grundlagenuntersuchung über die Riffelbildung in Wälzreibungssystemen, VDI-Verlag Düsseldorf 1981
- /23/ TIMOSHENKO, S.P., GOODIER, J.N., Theory of Elasticity, Mac Graw-Hill, Inc., New York 1970
- /24/ HEINRICH, G., DESOYER, K., Rollreibung mit unterschiedlichen Werten für Haft- und Gleitreibungskoeffizienten, Ingenieurarchiv 38 (1969), S. 35-45
- /25/ LANDMESSER, F., MATTHIAS, K., Beanspruchung des Werkstoffes in rollenden Rädern, Maschinenbautechnik 20 (1971), S. 84-90
- /26/ PFEIFFER, G., Beitrag zum Problem der Rollvorgänge in Druckmaschinen unter Berücksichtigung der viskoelastischen Eigenschaften von Walzenbelägen, Diss. TH Darmstadt, Darmstadt 1970



- /27/ MARCHNER, L.J., Das System BIRKAN, Fa. Birkner & Kandelbinder, Eching am Ammersee 1982
- /28/ LUBKIN, J.L., Contact Problems, in: Handbook of Engineering Mechanics, Hrsg. Flügge, W., Chapter 42-1 - 42-12;  
LEE, E.H., Viscoelasticity, in: Handbook of Engineering Mechanics, Hrsg. Flügge, W., Chapter 53-1 - 53-22, New York, Toronto, London 1962
- /29/ DUBBEL, Taschenbuch des Maschinenbaues, Berlin, Heidelberg, New York 1981
- /30/ Patentanmeldung P 31 01 742.8-27, Verfahren und Vorrichtung zur Messung der Schmitzringvorspannung an Druckmaschinen
- /31/ Patentanmeldung P 32 05 240.5, Verfahren und Vorrichtung zur hochgenauen Messung der Phasenlage bzw. Phasenverschiebung zweier Impulsfolgen
- /32/ FROMM, H., Zulässige Belastung von Reibradgetrieben mit zylindrischen und kegeligen Rädern, Zeitschrift des VDI Band 73 (1929) Nr. 27, S. 957-962; Nr. 29, S. 1029-1032
- /33/ FÖPPL, L., Die strenge Lösung für die rollende Reibung, Leibniz-Verlag, München 1947
- /34/ FROMM, H., Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben, Zeitschrift f. angewandte Math. u. Mech. Band 7 (1927) Heft 1, S. 27-57 (zugl. Dissertation)
- /35/ - Die Abwicklungsverhältnisse der Offsetmaschinen und ihre Auswirkungen auf die Drucklänge, Roland Nachrichten 3 (1956), S. 12-15
- /36/ SCHEUTER, K.R., SPIEGEL, N., Mechanische Belastungen von Schmitzringen in Offsetmaschinen, in: Offene Fragen zwischen Druckmaschinenbauern und Druckern, S. 49-64 (Referat anlässlich der Jahrestagung des VDD am 23. Okt. 1981)
- /37/ VAHLDIK, H., Elektronische Signalverarbeitung, Oldenbourg-Verlag, München, Wien 1977
- /38/ TIETZE, U., SCHENK, Ch., Halbleiter-Schaltungstechnik, Springer-Verlag, Heidelberg, New York 1969 und 1978
- /39/ LAUBMANN, G., Vergleichende Gummituch-Untersuchungen, (Forschungsbericht 3.225) FOGRA / Bundesverband Druck e.V., Wiesbaden, München 1977
- /40/ SCHLÄPFER, K., FÄSSLER, K., Gummitücher: Vergleich von 31 Qualitäten, UGRA-Auftrag 63/2, St. Gallen 1975



- /41/ BECKERT, U., NEUBER, W., Neues Schlupfmeßverfahren für die Antriebstechnik, Messen, steuern, regeln 24 (1981) H. 2, S. 98-102 u. S. 107 unten
- /42/ PFEIFER, T., WIECHERN, R., Übertragungsfehlermessung, Methodik und Einsatzmöglichkeiten bei kinematischen Untersuchungen an Werkzeugmaschinen, Teil 1: Meßverfahren, Untersuchungen von Maschinen-Meßsystemen, VDI-Z 122 (1980) Nr. 1/2, S. 7-15; Teil 2: Kinematische Untersuchungen an mechanischen Übertragungssystemen, Meßwertanalyse, VDI-Z 122 (1980) Nr. 3, S. 81-86

Lebenslauf

Name: Nikolaus Spiegel

Geburtsdatum, -ort: 13.3.1952 in Würzburg

Eltern: Johann Spiegél  
Helene Spiegel  
geb. Löwer

Familienstand: verheiratet, zwei Kinder

Ausbildung:

9/58 - 8/63 Volksschule in Würzburg

9/63 - 6/72 Siebold-Gymnasium in Würzburg  
Abschluß: Abitur

7/72 - 9/73 Wehrdienst

10/73 - 5/78 Studium des allg. Maschinenbaues an  
der TH Darmstadt  
Abschluß: Diplom

seit 6/78 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am  
Institut für Druckmaschinen und  
Druckverfahren der TH Darmstadt  
unter der Leitung von  
Prof. Dipl.-Ing. Karl R. Scheuter